

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Avaliação da vibração vertical em motorista exposto à perfis de pista em modelo multicorpo completo de um caminhão com semirreboque

por

Lucas da Silva Gomes

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Março de 2023

Avaliação da vibração vertical em motorista exposto à perfis de pista em modelo multicorpo completo de um caminhão com semirreboque

por

Lucas da Silva Gomes
Engenheiro Mecânico Automotivo

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Aprovada por:

Prof. Dra. Letícia Fleck Fadel Miguel,PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Luis Roberto Centeno Drehmer,UFSM

Prof. Dr. Luiz Carlos Gertz,PPGEMPS/ULBRA

Prof. Dr. Felipe Roman Centeno
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31, Março de 2023

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus pela capacitação imerecida.

Agradeço muito ao prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas, orientador desta dissertação, pelo incansável trabalho, apoio e dedicação, esteve sempre disponível para ajudar e nunca mediu esforços para alcançar os objetivos desta caminhada.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela honra de estudar em uma das melhores instituições de ensino público superior do Brasil e os professores que tive privilégio de conhecer. Deixo meu muito obrigado também aos colegas, pelo apoio e o espírito de companheirismo durante os estudos.

Agradeço à minha esposa Joseana Gomes que esteve ao meu lado, me apoiando e incentivando nos bons e maus momentos. E por fim, aos meus pais, Sidnei e Nara, serei eternamente grato, pois foram eles que me ensinaram os princípios e valores que carrego na vida, como a dedicação, o respeito, a humildade e a gratidão às pessoas que fazem parte da minha história.

RESUMO

Os efeitos das vibrações no corpo humano podem causar problemas e doenças a médio e longo prazo, um estudo torna-se relevante ao analisar se a longa jornada de exposição às vibrações é significativamente prejudicial à saúde deste trabalhador. Este trabalho tem o objetivo de analisar as vibrações causadas por diferentes perfis de pista em um modelo multicorpo completo de uma combinação de veículos de carga (CVC) e avaliar seus efeitos de acordo com limites normatizados. O modelo proposto possui 24 graus de liberdade, contempla os movimentos verticais, de arfagem e de rolagem do caminhão e do semirreboque, considera forças não lineares de amortecimento no chassi e na cabine; as equações de movimento foram modeladas através da equação de Lagrange. Rotinas computacionais através do MATLAB foram desenvolvidas para simular a passagem do modelo por perfis de pista com diferentes níveis de rugosidade segundo a norma ISO 8606, de 2016, e gerar os valores de aceleração ponderada RMS (*root mean square*) no acento do motorista e parâmetros de avaliação conforme ISO 2631-1, 1997. Em paralelo foi avaliado um modelo no *software* TruckSim, com intuito de verificar o modelo proposto. A influência da rugosidade da pista e da velocidade da CVC na aceleração RMS no assento do motorista também foi analisada neste estudo. Os resultados indicam que perfis de estrada com níveis de rugosidade classe A e B não oferecem riscos à saúde do motorista, de acordo com os limites estabelecidos pela Norma de Higiene Ocupacional 09 (NHO-09), perfis de pista classes C e D requerem cautela e ações preventivas. No entanto uma estrada com perfil classe E oferece um risco significativo à saúde do motorista, sendo necessário ações preventivas e corretivas, como a diminuição da velocidade da CVC ao trafegar pela via ou diminuição do tempo de exposição para no máximo 9,8 h por dia.

Palavras-chave: Dinâmica Veicular; ISO 8636; ISO 2631-1; Saúde Ocupacional

ABSTRACT

The effects of vibrations on the human body can cause problems and illnesses in the medium and long time, a study becomes relevant when analyzing whether the long journey of exposure to vibrations is significantly harmful to the health of this worker. This work aims to analyze the vibrations caused by different road profiles in a full multibody model of a truck and semi-trailer and evaluate their effects according to standardized limits. The proposed model has 24 degrees of freedom, contain the vertical, pitching and rolling movements of the truck and semi-trailer, consider non-linear damping forces of the chassis and cabin; the equations of motion were modeled using the Lagrange's Equation. Computational routines using MATLAB were developed to simulate the passage of the model through track profiles with different levels of roughness according to ISO 8606, of 2016, and generate the RMS (root mean square) weighted acceleration values in the driver's seat and evaluation parameters according to ISO 2631-1, 1997. In parallel, a model was evaluated in the TruckSim software to validate the proposed model. The influence of road roughness and CVC speed on RMS acceleration in the driver's seat was also analyzed in this study. The results indicate that road profiles with class A and B roughness levels do not pose risks to the driver's health, according to the limits established by Occupational Hygiene Standard 09 (NHO-09), class C and D road profiles require caution and preventive actions. However, a road with a class E profile poses a significant risk to the driver's health, requiring preventive and corrective actions, such as reducing the speed of the CVC when traveling along the road or reducing the driver exposure time to a maximum of 9.8 hours a day.

Keywords: Vehicle Dynamics; ISO 8606; ISO 2631-1; Occupational Health.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Problema de pesquisa	3
1.2	Objetivos.....	3
1.3	Organização do trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	10
3.1	Vibrações mecânicas	10
3.2	Sistema de suspensão	11
3.3	Modelo de veículos.....	12
3.4	Sistemas multicorpos.....	14
3.5	Equação de Lagrange.....	16
3.6	O método de Newmark.....	16
3.7	Saúde ocupacional e legislação	18
3.7.1	Limites de exposição	20
3.7.2	Perfil da pista	25
3.8	O <i>software</i> TruckSim	26
4	MATERIAIS E MÉTODOS	28
4.1	Modelo proposto.....	28
4.1.1	Os 24 graus de liberdade	29
4.1.2	Modelo proposto para a suspensão equilibrada.....	30
4.1.3	Forças não lineares da suspensão	31
4.1.4	Equacionamento do modelo multicorpo.....	34
4.1.5	Dimensões e parâmetros do modelo.....	43
4.2	Modelo CAE.....	46
4.3	Perfil da pista	51
4.3.1	Especificação de lombada	51
4.3.2	Níveis de rugosidade e velocidades.....	53
4.3.3	Duração do teste	55

5	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	56
5.1	Análise modal do modelo proposto.....	56
5.2	Verificação do modelo proposto.....	57
5.2.1	Comparação com resultado da literatura.....	63
5.3	Avaliação da saúde ocupacional.....	66
5.3.1	Influência da classe da pista.....	67
5.3.2	Influência da velocidade.....	68
5.3.3	Velocidade de tráfego conforme a pista.....	70
6	CONCLUSÕES.....	74
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	76
	APÊNDICE A – PERFIS DE PISTA.....	81
	APÊNDICE B – RESPOSTAS DINÂMICAS.....	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Fontes de excitação do sistema dinâmico [Adaptado de Gillespie, 1985]	10
Figura 3.2 – Suspensão mecânica para reboques e semirreboques [Site KLL, 2022]	12
Figura 3.3 – Modelo de ¼ de veículo [Adaptado de Gillespie, 1992]	13
Figura 3.4 – Aceleração em função de diferentes frequências naturais da massa suspensa [Gillespie, 1992]	14
Figura 3.5 – Sistema de coordenadas veicular [adaptado de Milliken & Milliken, 1995]	16
Figura 3.6 – Sistema de coordenadas para medição de vibrações no corpo humano [Adaptado da ISO 2631, 1997]	19
Figura 3.7 – Limite de aceleração como função da frequência e tempo de exposição para nível reduzido de eficiência (fadiga) [Adaptado de ISO 2631, 1997]	20
Figura 3.8 – Zonas de cuidado com a saúde [ISO 2631-1, 1997]	25
Figura 3.9 – Classificação dos perfis de estrada em função da frequência espacial n , e em função da frequência angular espacial Ω [ISO 8608, 2016]	26
Figura 4.1 – Suspensão traseira do caminhão trator [SAF-Holland group, 2022]	30
Figura 4.2 – Modelo da suspensão com 6 GDLs	31
Figura 4.3 – Curvas das forças de amortecimento da suspensão cabine (esquerda) e da suspensão do chassi (direita) [Adaptado de Chen et al., 2020]	32
Figura 4.4 – Suspensão traseira da cabine (b), disposição conceitual dos amortecedores (b) [Adaptado de Chen et al., 2020]	34
Figura 4.5 – Modelo com 24 graus de liberdade, vista lateral [Adaptado de Chen et al., 2020]	35
Figura 4.6 – Modelo com 24 graus de liberdade, vista frontal	36
Figura 4.7 – Localização do centro de massa do conjunto carga e semirreboque	47
Figura 4.8 – Tela de configuração do semirreboque no TruckSim	47
Figura 4.9 – Tela de configuração da carga no TruckSim	48
Figura 4.10 – Tela de configuração da massa do semirreboque no TruckSim	50
Figura 4.11 – Perfil da pista com nível de rugosidade classe E, para o caminhão [Autor]	51

Figura 4.12 – Perfil da pista com nível de rugosidade classe E, para o semirreboque [Autor]	51
Figura 4.13 – Lombada.....	52
Figura 4.14 – Lombada no modelo CAE.....	52
Figura 4.15 – Perfil da pista durante teste de validação, (a) caminhão e (b) semirreboque.	53
Figura 5.1 – Animação do procedimento de verificação no TruckSim.....	58
Figura 5.2 – Força vertical nos pneus do eixo 1 da CVC; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.....	59
Figura 5.3 – Força vertical nos pneus do eixo 3 da CVC; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.....	60
Figura 5.4 – Força vertical nos pneus do eixo 5 da CVC; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.....	61
Figura 5.5 – Aceleração nos CGs: (a) massa suspensa do caminhão e do semirreboque (modelo CAE); (b) massa suspensa da cabine e do semirreboque (modelo proposto).	63
Figura 5.6 – Aceleração ponderada RMS no eixo 1 da CVC: (a) resultado do modelo de Chen <i>et al.</i> (2020); (b) resultado do modelo proposto.....	64
Figura 5.7 – Aceleração ponderada RMS no assento do motorista: (a) resultado do modelo de Chen <i>et al</i> (2020); (b) resultado do modelo proposto.....	65
Figura 5.8 – Aceleração ponderada RMS no assento do motorista exposto a pista classe C: (a) resultado do modelo de ônibus de Birck (2020); (b) resultado do modelo proposto.	66
Figura 5.9 – Valores de aceleração a_{w_rms} , $aren$ e VDVR em função da pista.	68
Figura 5.10 – Aceleração resultante da exposição normalizada ($aren$) em função da velocidade para os cinco níveis de rugosidade.....	70
Figura 5.11 – Valores de aceleração a_{w_rms} , $aren$ e VDVR para cada pista.....	72
Figura 5.12 – Zona de cuidado com a saúde, segundo ISO 2631-1.	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Condição da superfície do pavimento em 2021 [CNT, 2021]	2
Tabela 3.1 – Percepção humana de conforto [ISO 2631-1, 1997].....	21
Tabela 3.2 – Critério de julgamento e tomada de decisão [NHO-09, 2012]	23
Tabela 4.1 – Dimensões do modelo.....	44
Tabela 4.2 – Parâmetros do modelo	45
Tabela 4.3 – Parâmetros do modelo (continuação Tabela 4.2).....	46
Tabela 4.4 – Velocidade máxima de tráfego recomendada para o modelo 1/4 [Mucka, 2018].....	54
Tabela 4.5 – Velocidade de tráfego em função da pista.	55
Tabela 5.1 – Frequências naturais e modos de vibração do caminhão e semirreboque	57
Tabela 5.2 – Influência da classe da pista.....	67
Tabela 5.3 – Influência da velocidade numa pista classe C.....	69
Tabela 5.4 – Avaliação da saúde, velocidade conforme a pista.	71

LISTA DE SIGLAS, ACRÔNIMOS E ABREVIATURAS

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
AREN	Aceleração Resultante de Exposição Normalizada
CAE	<i>Computer-aided Engineering</i>
CNT	Confederação Nacional dos Transportes
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CTB	Código de Trânsito Brasileiro
CVC	Combinação veicular de carga
EF	Elementos Finitos
FC	Fator de Crista
EUA	Estados Unidos da América
GDL	Graus de Liberdade
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MATLAB	<i>Matrix Laboratory</i>
MBS	<i>Multibody System</i> , ou Sistema multicorpos
MEF	Método dos Elementos Finitos
NHO	Norma de Higiene Ocupacional
PSD	<i>Power spectral density</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
VDVR	Valor da Dose de Vibração Resultante

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

$a_0, a_1, a_2, a_5, a_6,$ a_7	Constantes utilizadas no método de Newmark	[-]
a_1	Distância entre a fixação da suspensão e o centro do veículo nos eixos 2 à 6	[m]
a_{11}	Distância entre a fixação da suspensão e o centro do veículo no eixo 1	[m]
a_2	Distância entre o centro do pneu e o centro do veículo nos eixos 2 à 6	[m]
a_{22}	Distância entre o centro do pneu e o centro de veículo no eixo 1	[m]
C	Matriz de amortecimento	[Ns/m]
c_1	Amortecimento da suspensão do primeiro eixo	[Ns/m]
c_2	Amortecimento da suspensão do segundo eixo	[Ns/m]
c_3	Amortecimento da suspensão do terceiro eixo	[Ns/m]
c_4	Amortecimento da suspensão do quarto eixo	[Ns/m]
c_5	Amortecimento da suspensão do quinto eixo	[Ns/m]
c_6	Amortecimento da suspensão do sexto eixo	[Ns/m]
c_f	Amortecimento da suspensão frontal da cabine	[Ns/m]
c_p	Amortecimento do assento	[Ns/m]
c_r	Amortecimento da suspensão traseira da cabine	[Ns/m]
c_s	Amortecimento da quinta roda	[Ns/m]
e_1	Distância transversal do centro de massa da cabine até o assento do motorista	[m]
e_2	Distância entre a suspensão da cabine e o centro de massa da cabine	[m]
F	Vetor de força	[N]
F_{c2}	Força de amortecimento entre o chassi do cavalo mecânico e o amortecedor c_2	[N]
F_{c3}	Força de amortecimento entre o chassi do cavalo mecânico e o amortecedor c_3	[N]
F_{rci}	Força de amortecimento na suspensão traseira da cabine	[N]
f_k	Frequências da densidade espectral	[-]
G_d	Densidade espectral de potência para o deslocamento	[m3]
J_c	Inércia rotacional da massa da cabine	[kg m2]
J_b	Inércia rotacional da massa suspensa do chassi do cavalo mecânico	[kg m2]
J_e	Inércia rotacional da suspensão equivalente	[kg m2]
J_t	Inércia rotacional da massa suspensa do semirreboque	[kg m2]

K	Matriz de rigidez	[N/m]
k_1	Rigidez da suspensão frontal do cavalo mecânico	[N/m]
k_2	Rigidez da suspensão equivalente	[N/m]
k_4	Rigidez da suspensão do quarto eixo	[N/m]
k_5	Rigidez da suspensão do quinto eixo	[N/m]
k_6	Rigidez da suspensão do sexto eixo	[N/m]
k_7	Rigidez do primeiro pneu	[N/m]
k_8	Rigidez do segundo pneu	[N/m]
k_9	Rigidez do terceiro pneu	[N/m]
k_{10}	Rigidez do quarto pneu	[N/m]
k_{11}	Rigidez do quinto pneu	[N/m]
k_{12}	Rigidez do sexto pneu	[N/m]
k_f	Rigidez da suspensão frontal da cabine	[N/m]
k_p	Rigidez do assento	[N/m]
k_r	Rigidez da suspensão traseira da cabine	[N/m]
k_s	Rigidez da quinta roda	[N/m]
k_{s2}	Rigidez da suspensão do segundo eixo	[N/m]
k_{s3}	Rigidez da suspensão do terceiro eixo	[N/m]
l_1	Distância entre a suspensão do primeiro eixo e o CG do chassi do cavalo mecânico	[m]
l_2	Distância entre o CG do chassi do cavalo mecânico e o eixo equivalente	[m]
l_3	Distância entre o segundo eixo e o eixo equivalente	[m]
l_4	Distância entre o eixo equivalente e o terceiro eixo	[m]
l_5	Distância entre o CG da cabine e o CG do chassi do cavalo mecânico	[m]
l_6	Distância entre a suspensão frontal da cabine e o CG da cabine	[m]
l_7	Distância entre o CG da cabine e a suspensão traseira da cabine	[m]
l_8	Distância entre o CG da cabine e o assento	[m]
l_9	Distância entre o CG do chassi do cavalo mecânico e a quinta roda	[m]
l_{10}	Distância entre a quinta roda e o CG do semirreboque	[m]
l_{11}	Distância entre o CG do semirreboque e o quinto eixo	[m]
l_{12}	Distância entre o quarto e o quinto eixo	[m]
l_{13}	Distância entre o quinto eixo e o sexto eixo	[m]
M	Matriz de massa	[kg]
m_1	Massa do primeiro eixo	[kg]
m_2	Massa do segundo eixo	[kg]

m_3	Massa do terceiro eixo	[kg]
m_4	Massa do quarto eixo	[kg]
m_5	Massa do quinto eixo	[kg]
m_6	Massa do sexto eixo	[kg]
m_b	Massa suspensa (chassi do cavalo mecânico)	[kg]
m_c	Massa da cabine	[kg]
m_{ed}	Massa do eixo equivalente lado direito	[kg]
m_{ee}	Massa do eixo equivalente lado esquerdo	[kg]
m_p	Massa do assento e do motorista	[kg]
m_t	Massa suspensa do semirreboque	[kg]
N	Número de linhas espectrais	[-]
n	Número de onda específico	[ciclos/m]
n_0	Frequência de descontinuidade da pista	[ciclos/m]
n_{c2}	Índice característico de amortecimento para amortecedor c_{2e}	[-]
n_{c3}	Índice característico de amortecimento para amortecedor c_{3e}	[-]
n_{c4}	Índice característico de amortecimento para amortecedor c_{2d}	[-]
n_{c5}	Índice característico de amortecimento para amortecedor c_{3d}	[-]
n_{r1}	Índice característico de amortecimento para amortecedor traseiro da cabine	[-]
n_{r2}	Índice característico de amortecimento para amortecedor traseiro da cabine	[-]
q_{1d}	Deslocamento do pneu direito eixo 1	[m]
q_{1e}	Deslocamento do pneu esquerdo eixo 1	[m]
q_{2d}	Deslocamento do pneu direito eixo 2	[m]
q_{2e}	Deslocamento do pneu esquerdo eixo 2	[m]
q_{3d}	Deslocamento do pneu direito eixo 3	[m]
q_{3e}	Deslocamento do pneu esquerdo eixo 3	[m]
q_{4d}	Deslocamento do pneu direito eixo 4	[m]
q_{4e}	Deslocamento do pneu esquerdo eixo 4	[m]
q_{5d}	Deslocamento do pneu direito eixo 5	[m]
q_{5e}	Deslocamento do pneu esquerdo eixo 5	[m]
q_{6d}	Deslocamento do pneu direito eixo 6	[m]
q_{6e}	Deslocamento do pneu esquerdo eixo 6	[m]
x	Vetor deslocamento	[m]
\dot{x}	Vetor velocidade	[m/s]
\ddot{x}	Vetor aceleração	[m/s ²]

x_1	Deslocamento vertical do primeiro eixo	[m]
\dot{x}_1	Velocidade associada ao primeiro eixo	[m/s]
\ddot{x}_1	Aceleração associada ao primeiro eixo	[m/s ²]
x_4	Deslocamento vertical do quarto eixo	[m]
\dot{x}_4	Velocidade associada ao quarto eixo	[m/s]
\ddot{x}_4	Aceleração associada ao quarto eixo	[m/s ²]
x_5	Deslocamento vertical do quinto eixo	[m]
\dot{x}_5	Velocidade associada ao quinto eixo	[m/s]
\ddot{x}_5	Aceleração associada ao quinto eixo	[m/s ²]
x_6	Deslocamento vertical do sexto eixo	[m]
\dot{x}_6	Velocidade associada ao sexto eixo	[m/s]
\ddot{x}_6	Aceleração associada ao sexto eixo	[m/s ²]
x_b	Deslocamento vertical do CG do chassi do cavalo mecânico	[m]
\dot{x}_b	Velocidade relacionada ao chassi do cavalo mecânico	[m/s]
\ddot{x}_b	Aceleração relacionada ao chassi do cavalo mecânico	[m/s ²]
x_c	deslocamento associado a cabine	[m]
\dot{x}_c	Velocidade associada a cabine	[m/s]
\ddot{x}_c	Aceleração associada a cabine	[m/s ²]
x_{ed}	Deslocamento vertical da suspensão equivalente direita	[m]
x_{ee}	Deslocamento vertical da suspensão equivalente esquerda	[m]
\dot{x}_{ed}	Velocidade vertical da suspensão equivalente direita	[m/s]
\dot{x}_{ee}	Velocidade vertical da suspensão equivalente esquerda	[m/s]
\ddot{x}_{ed}	Aceleração associada à suspensão equivalente direita	[m/s ²]
\ddot{x}_{ee}	Aceleração associada à suspensão equivalente esquerda	[m/s ²]
x_p	Deslocamento do assento	[m]
\dot{x}_p	Velocidade do assento	[m/s]
\ddot{x}_p	Aceleração do assento	[m/s ²]
x_t	Deslocamento vertical do CG do semirreboque	[m]
\dot{x}_t	Velocidade associada a massa do semirreboque	[m/s]
\ddot{x}_t	Aceleração associada a massa do semirreboque	[m/s ²]
W	Expoente da densidade espectral de potência para o deslocamento	[-]

Símbolos gregos

α	Ângulo de instalação da cabine	[rad]
α_N	Parâmetro de estabilidade método de Newmark	[-]
β	Ângulo de instalação da cabine	[rad]

Δt	Passo de tempo	[s]
δ_N	Parâmetro de estabilidade método de Newmark	[-]
η_{c2}	Coefficiente de assimetria	[-]
η_{c3}	Coefficiente de assimetria	[-]
η_{r1}	Coefficiente de assimetria amortecedor traseiro da cabine	[-]
η_{r2}	Coefficiente de assimetria amortecedor traseiro da cabine	[-]
θ_b	Arfagem do chassi do cavalo mecânico	[rad]
$\dot{\theta}_b$	Velocidade de rotação associada ao chassi do cavalo mecânico	[rad/s]
$\ddot{\theta}_b$	Aceleração de rotação associada ao chassi do cavalo mecânico	[rad/s ²]
θ_c	Arfagem do CG da cabine	[rad]
$\dot{\theta}_c$	Velocidade de rotação associada ao CG da cabine	[rad/s]
$\ddot{\theta}_c$	Aceleração de rotação associada ao CG da cabine	[rad/s ²]
θ_{ed}	Arfagem da suspensão equivalente direita	[rad]
θ_{ee}	Arfagem da suspensão equivalente esquerda	[rad]
$\ddot{\theta}_{ed}$	Aceleração de rotação associada à suspensão equivalente direita	[rad/s ²]
$\ddot{\theta}_{ee}$	Aceleração de rotação associada à suspensão equivalente esquerda	[rad/s ²]
θ_t	Arfagem do semirreboque	[rad]
$\dot{\theta}_t$	Velocidade de rotação associada a massa suspensa do semirreboque	[rad/s]
$\ddot{\theta}_t$	Aceleração de rotação associada a massa suspensa do semirreboque	[rad/s ²]
λ_{c2}	Fator de escala amortecedor c_2	[-]
λ_{c3}	Fator de escala amortecedor c_3	[-]
λ_{r1}	Fator de escala amortecedor do amortecedor traseiro da cabine	[-]
λ_{r2}	Fator de escala amortecedor do amortecedor traseiro da cabine	[-]
ψ_k	Ângulo de fase aleatório	[rad]
ω_n	Frequência natural não amortecida	[Hz]
ω_{nd}	Frequência natural amortecida	[Hz]

1 INTRODUÇÃO

O conforto de rodagem é um dos aspectos mais importantes na avaliação de desempenho de veículos, no projeto e ajustes dos sistemas de suspensão, sendo o principal parâmetro em análises relacionadas à saúde e segurança do condutor. Tal avaliação pode ser feita através de estudos experimentais, com medições das acelerações no assento do motorista, no piso da cabine ou até no volante. No entanto este tipo de avaliação depende da disponibilidade de veículos, condutores, instrumentos e recursos que muitas vezes inviabiliza pesquisas acadêmicas ou de pequenas empresas do setor rodoviário.

Gillespie, 1985, explica que o conforto de rodagem, do inglês *ride*, é uma percepção subjetiva associada ao nível de conforto sentido por um passageiro ou condutor de um veículo, e esta percepção é produzida por diversos fatores como a vibração sentida nas mãos, nos pés, no assento, mas também pode ser influenciada pela temperatura do ambiente, formato e textura do assento, entre outros fatores não relacionados à vibração em si. Outra dificuldade relatada pelo autor é a capacidade da pessoa de distinguir ruídos e barulhos das vibrações causadas pela pista e sistemas do veículo e confundi-los na percepção de conforto. Entretanto, a norma ISO 2631-1 de 1997 entre outras, informa parâmetros e padroniza a avaliação da exposição do corpo humano às vibrações.

Diferente de poucas décadas atrás, quando o acesso aos computadores com boa capacidade de processamento era restrito a grandes empresas ou universidades, na atualidade tem-se a possibilidade de realizar a simulação de um modelo veicular mais complexo, com grande número de GDL (graus de liberdade), em tempo relativamente curto e com boa exatidão, devido ao desenvolvimento da tecnologia CAE (*Computer-aided Engineering*), aplicada na dinâmica de sistemas multicorpos, e a facilidade de rodar *softwares* de simulação em computadores de fácil acesso. Logo, uma alternativa de baixo custo para realização de estudos de conforto de rodagem é através da simulação computacional, que requer, em primeiro lugar, um modelo matemático confiável do veículo em análise.

De acordo com pesquisa feita pela CNT (Confederação Nacional de Transporte), 2021, dos mais de 1,72 milhões de quilômetros de rodovias federais e estaduais no Brasil, apenas 12,4% são pavimentadas. Se considerar a extensão territorial do país este número fica ainda pior, pois a razão entre a extensão de rodovias pavimentadas e a área do país, chamada de densidade da malha rodoviária pavimentada pelo CNT, no Brasil é de apenas 25,1 km/mil km², enquanto que em países como Estados Unidos e China ultrapassa 400 km/mil km².

Não obstante, a má qualidade das vias pavimentadas pode ser um problema, já que 52,2% do pavimento apresenta algum defeito, sendo considerado “regular”, “ruim” ou “péssimo”. Quanto às condições da superfície do pavimento, apenas 15% do pavimento nacional foi considerado “perfeito” pela pesquisa, tendo sido identificados desgaste, trincas, afundamentos, ondulações e buracos na maior parte das rodovias, conforme levantamento realizado pela pesquisa CNT de rodovias em 2021, como pode ser visto na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Condição da superfície do pavimento em 2021 [CNT, 2021]

Condição da superfície do pavimento	Extensão Total	
	km	%
Perfeito	16.385	15,0
Desgastado	51.118	46,9
Trincas em malha/remendos	34.835	31,9
Afundamentos/ondulações/buracos	6.204	5,7
Destruído	554	0,5
TOTAL	109.096	100,0

A pesquisa CNT de rodovias de 2021 apontou que 65% da movimentação de mercadorias é realizada através da malha rodoviária e o principal meio de transporte são os caminhões. Em 2019, a CNT pesquisou o perfil dos caminhoneiros e os principais dados são:

- a) Idade média do motorista: 44,8 anos;
- b) Idade média do veículo conduzido: 15,2 anos;
- c) Média de distância percorrida: 8.561,3 km rodados por mês;
- d) Jornada de trabalho: 11,5 horas por dia;

A atividade é considerada perigosa ou insegura por 65,1% dos caminhoneiros e 31,4% relataram ser uma profissão desgastante.

A inflação acumulada de 2020, de acordo com o Índice Nacional de Preços ao Consumidor (IPCA), fechou em 4,52%, e em 2021 passou de 10%. Só o diesel, principal combustível da cadeia de transporte rodoviário, teve um aumento de 46,8% em 2021, em relação ao ano anterior de acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e de Biocombustíveis (ANP). Logo, o motorista de caminhão regular tende a aumentar as horas no volante para arcar com os custos cada vez maiores causados pela crise econômica.

1.1 Problema de pesquisa

Os desafios enfrentados pelos condutores de veículos de carga, sua exposição por muitas horas às estradas de má qualidade e a longa jornada de trabalho podem causar prejuízos à sua saúde a longo prazo. Percebe-se então a relevância de estudos de conforto de rodagem e saúde ocupacional. Entretanto, é preciso avaliar de acordo com a legislação e testes padronizados, se este prejuízo é significativo. Tal avaliação poderá ser feita através de um modelo completo do veículo em estudo e posterior análise, fazendo uso de *softwares* dedicados.

1.2 Objetivos

O objetivo geral do trabalho é analisar através de simulação numérica o conforto de rodagem através da avaliação da saúde ocupacional de um motorista de caminhão de carga articulado com um semirreboque, de acordo com as normas vigentes.

Nesse contexto, os objetivos específicos são:

- a) Propor um modelo multicorpo completo de um caminhão trator com semirreboque com 24 GDL;
- b) Desenvolver rotinas computacionais em MATLAB para simular uma lombada e perfis de pista padronizados, a fim de obter as respostas dinâmicas de aceleração e forças de reação que agem no piso;
- c) Obter um modelo virtual para simulação do caminhão trator com semirreboque no *software* TruckSim;
- d) Verificar o modelo de 24 GDL através da comparação dos resultados da programação com os resultados da simulação através da passagem por uma lombada;
- e) Avaliar a exposição do motorista, por meio das normas ISO 2631 e NHO-09, sob perfis de pista padronizados pela norma ISO 8606.

1.3 Organização do trabalho

O *Capítulo 1* apresenta uma contextualização da situação da malha rodoviária brasileira sobre a qual transitam os veículos comerciais e de passeio, trazendo a relação entre a qualidade

do pavimento e a jornada de trabalho de motoristas de veículos de carga, como motivação do trabalho. Aborda também o problema de pesquisa e os objetivos da mesma.

O Capítulo 2 aborda um histórico e uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos relacionados aos temas encontrados nesta dissertação.

No Capítulo 3 é feita uma revisão teórica dos conceitos fundamentais sobre vibrações mecânicas usadas no trabalho, assim como a revisão das normas que tratam do assunto.

O Capítulo 4 apresenta a metodologia desenvolvida na modelagem matemática do modelo completo do caminhão articulado com semirreboque, seus parâmetros e o desenvolvimento do modelo virtual em *software* comercial para comparação.

O Capítulo 5 mostra os resultados obtidos nos testes virtuais, contendo a verificação do modelo proposto, a discussão da influência da velocidade da CVC e das condições na pista na saúde do condutor e os resultados de exposição do motorista às vibrações em diferentes perfis de pista.

No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em uma conferência no ano de 1996, Segal, que escreveu *Highway Vehicle Object Simulation Model – Programmers Manual* (1976), dividiu a realização de pesquisas sobre dinâmica veicular, até então, em 3 etapas, a primeira até o início da década de 1930, quando o desempenho veicular era medido de forma experimental e os estudos eram voltados ao sistema de direção e experiência ao dirigir. A segunda etapa, entre 1930 e 1950, foi marcada pela compreensão da dinâmica do pneu, definição de ângulo de deriva, comportamento direcional e o estabelecimento dos modelos com 2 GDL. E a etapa terceira após 1952, onde houve maior compreensão das características dinâmicas após testes e modelagens, aplicações de modelos com mais de 3 GDL e previsões do desempenho de rodagem através das teorias de vibrações.

É possível inferir, que após a década de 90 pode ser considerada a quarta etapa das pesquisas em dinâmica veicular, quando modelos dinâmicos com vários graus de liberdade puderam ser simulados e melhores previsões do comportamento dinâmico veicular puderam ser desenvolvidas e analisadas tanto em ambiente acadêmico quanto industrial. A evolução dos *softwares* de engenharia e o alto poder de processamento de computadores pessoais e portáteis, se comparado ao de poucas décadas atrás, vem estimulando diversos pesquisadores a trabalhar na área de dinâmica veicular em combinações de veículos de carga (CVC), mais especificamente, neste contexto, no estudo de vibrações em veículos de transporte de cargas e pessoas.

A representação multicorpo de um veículo pode ser feita, para fins de conhecer as respostas dinâmicas de vibração vertical, de maneira simplificada através de um modelo de um quarto do veículo, Deste modo, reduz-se significativamente o número de graus de liberdade necessários nas equações de movimento, como fez Fossati, 2014, ao desenvolver uma rotina computacional capaz de simular excitações causadas por diferentes perfis de pista em um modelo de um quarto de um veículo de passeio leve e de um caminhão, as respostas do modelo de 2 GDL utilizado quando comparado à resultados de outros autores mostrou-se satisfatório. Heck, 2016, além de pesquisar e catalogar diferentes tipos de pavimentos, também comparou o desempenho de um modelo de um quarto de veículo com um modelo dinâmico de um veículo completo, para um carro de passeio. Heck concluiu que, principalmente por não considerar movimentos de rolagem e arfagem, o modelo de um quarto de veículo apresentou diferenças significativas nos resultados se comparado ao modelo completo, não sendo indicado para análises mais aprofundadas.

Como o objeto de análise do trabalho é um caminhão com semirreboque, que contém mais de dois eixos, o modelo de um quarto de veículo seria simples demais e incompatível com os objetivos. Existem modelos ainda simplificados como os modelos de meio veículo que consideram o movimento de arfagem, um exemplo é o modelo bidimensional desenvolvido por Abdelkareem et al., 2017, que contém 13 GDL representando um caminhão com semirreboque e 6 eixos, cujo objetivo foi melhorar a performance de conforto adicionando ao assento do motorista uma suspensão ativa e molas de lâminas com múltiplos estágios. O aumento na qualidade de rodagem, segundo parâmetros por eles estabelecidos, foram de 21 % para o cavalo trator, 28 % para o semirreboque e 22% para a cabine.

Chen *et al.*, 2020, avaliaram a dinâmica vertical de um caminhão trator com semirreboque a fim de obter parâmetros otimizados do amortecimento da suspensão do caminhão e da cabine, garantindo melhor conforto de rodagem para o motorista; o modelo proposto pelos autores é bidimensional e despreza os efeitos de rolagem dos corpos. Através da simulação de dinâmica vertical o modelo otimizado reduziu em 19,7% a aceleração RMS ponderada na frequência imposta ao assento do motorista. A principal diferença entre os modelos analisados estava nos amortecedores não lineares da cabine e da suspensão do caminhão, se observando que o modelo com amortecedores de comportamento não linear se aproxima melhor às acelerações mensuradas experimentalmente no assento do motorista, se comparado ao amortecedor de comportamento linear.

Contudo, opta-se por desenvolver um modelo completo do veículo, pois como o assento do motorista é deslocado em relação ao plano central, exerce sobre ele forças devido a rolagem da carroceria que são desprezadas no modelo bidimensional. Uma abordagem de referência foi realizada por Li, 2006, quando desenvolveu um modelo multicorpo completo, porém de um caminhão do tipo baú, modelo este contendo 19 GDL, para avaliar a influência da rigidez nas respostas de aceleração no assento do motorista em três eixos. Li conclui que a rigidez da suspensão do chassi e da cabine tem influência positiva na aceleração vertical do assento, ou seja, foi observado um aumento da aceleração vertical no assento ao aumentar a rigidez da suspensão, principalmente na suspensão dianteira do chassi. Por outro lado, a rigidez do assento tem efeito contrário, foi observado uma redução da aceleração vertical no assento quando a rigidez do assento foi aumentada. A maior parte energia vibracional é distribuída no eixo vertical, segundo Li, 2006.

Através de um modelo dinâmico de um veículo com 8 GDL, Drehmer, 2012, estudou os parâmetros que influenciam na aceleração vertical transmitida ao motorista, afim de minimizá-

las. Após a otimização dos parâmetros da suspensão, por meio do algoritmo de enxame de partículas, obteve-se uma redução de 35,3% da aceleração RMS vertical transmitida pelo assento, sendo os amortecedores traseiros os parâmetros que mais influenciaram na minimização, de acordo com a análise de sensibilidade. Posteriormente, Warwas e Adamiec-Wójcik, 2013, modelaram um veículo articulado e simularam manobras de ultrapassagem, para reduzir o número de GDL consideraram o chassi do semirreboque como um corpo flexível e compararam à um modelo com chassi do semirreboque como corpo rígido. Os autores concluem que, para o veículo sem carga adicional, a diferença entre o chassi flexível e rígido pode ser desconsiderada, no entanto, quando carregado a diferença é significativa e a modelagem do semirreboque considerando a flexibilidade do chassi pode ser essencial em simulações computacionais da dinâmica dos veículos articulados.

Relativo aos aspectos relacionados à saúde do condutor e para a tomada de decisões e delimitação da pesquisa, outros autores são referenciados. Por exemplo, Bortolini, 2012, avaliou o nível de exposição à vibrações de motoristas de composições de veículos de carga (CVC) através de medições experimentais em um caminhão 6x4 com semirreboque do tipo graneleiro carregado e vazio, e também comparando motoristas com massas distintas, as acelerações foram medidas e avaliadas conforme a norma ISO 2631-1 (1997), dentre as conclusões a massa do motorista teve maior influência na aceleração com o semirreboque vazio, assim como os resultados de VDV. Zanol, 2014, que avaliou o nível de vibração em motoristas de ônibus em diferentes perfis de pista e a transmissibilidade das acelerações pela poltrona do condutor, verificando que ela é capaz de atenuar de forma significativa as acelerações em frequências acima de 10 Hz.

Flores, 2015, comparou a Norma Regulamentadora nº 09 (NHO-09), a Diretiva Europeia 2002/44/EC e *American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH) e avaliou seus indicadores de exposição, os resultados mostraram a importância da realização da avaliação ocupacional de acordo com os requisitos legais e a necessidade de utilizar o previsto na NHO-09 durante a etapa de projeto de novos equipamentos. Também Fossati, 2017, realizou análises dinâmicas no domínio do tempo e da frequência de um modelo de veículo completo de 8 GDL sujeito a excitações impostas por um perfil de pista previsto na norma ISO 8608, com o objetivo de otimizar os parâmetros da suspensão. A comparação entre os resultados das análises dinâmicas do modelo de veículo com sistemas de suspensão otimizado e não otimizado permitiu uma diminuição de até 28% do valor da aceleração RMS vertical no assento do motorista.

Por sua vez, Fernandes, 2017, buscou determinar qual a influência que o sistema de amortecimento do assento de um trator agrícola exerce na transmissibilidade da vibração ocupacional que chega até o operador através de medições e testes experimentais. Os resultados obtidos para o assento com suspensão ativa se mostraram superiores na redução da vibração, transmitindo 30% menos vibração ao operador e resultando em níveis de vibração dentro das normas NR-15 e ISO 2631-1 para uma jornada de 8 h. Sampaio e Trigo, 2019, desenvolveram e simularam numericamente um modelo com 6 GDL que descreve a dinâmica de rolagem de um caminhão com semirreboque. A resposta do conjunto evidenciou a influência do semirreboque no comportamento do caminhão trator, uma vez que os picos de amplitude de rolagem deste último, principalmente na manobra de mudança de direção, foram consideravelmente maiores.

Rodrigues, 2022, avaliou de acordo com a ISO 2631-1 (1997) a dinâmica vertical, lateral e longitudinal de um modelo de veículo com 8 GDL para estimar o nível de conforto e saúde do motorista, obtendo valores de aceleração RMS em três eixos no assento do motorista ao simular os perfis de pista conforme ISO 8608 (1995), o autor concluiu que o raio de curvatura das curvas tem influência significativas nos resultados de conforto e segurança do motorista.

Os efeitos das vibrações no corpo inteiro, como em mãos também são avaliados em alguns casos, como fizeram Ahan et. al., 2016, ao considerar na cabine um modelo multicorpo do corpo humano e medir o nível de conforto do motorista através de acelerações coletadas no modelo, e avaliadas em relação à especificação da norma ISO 2631. Os resultados com o modelo de 10 GDL, de um caminhão articulado com 5 eixos, mostraram que o pior cenário em relação ao conforto é em baixas velocidades, entre 0 e 20 km/h, ou seja, em congestionamentos de trânsito urbano.

Birck, 2020, analisou as vibrações de corpo inteiro em motorista de ônibus através de um modelo completo com 13 GDL, com o objetivo de discutir sobre os métodos existentes para quantificação e avaliação da exposição às vibrações de corpo inteiro, concluindo que a legislação brasileira, por avaliar o efeito conjunto das vibrações nos 3 eixos, se mostrou mais rigorosa e, portanto, melhor na prevenção de danos à saúde. Birck também analisou a influência da massa do motorista nas respostas de aceleração e constatou que um aumento da massa do motorista e assento tende a diminuir a aceleração, principalmente no eixo vertical. Recentemente Picoral, 2021, estudou Vibrações de Corpo Inteiro (VCI) e a transmissibilidade de vibração que motoristas de caminhão estão submetidos a fim de otimizar parâmetros da suspensão de um Mercedes L 1313, reduzindo a exposição à valores menos lesivos à saúde. Através da modelagem numérica de um modelo de 13 GDL do caminhão o autor avaliou as vibrações conforme a ISO

2631-1 de 1997 e após a otimização a aceleração ponderada RMS no assento do motorista diminuiu cerca de 21%.

Muitos dos trabalhos e pesquisas aqui citados na área de dinâmica veicular e conforto e segurança veicular foram desenvolvidos no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Observa-se a relevância da continuidade pesquisas já desenvolvidas no programa e a produção de novos estudos relacionados ao tema.

Portanto, de acordo com os resultados dos autores citados, verifica-se a importância de dispor de um modelo completo do veículo, que descreva os movimentos verticais do assento do motorista, mas considerando a influência da arfagem e rolagem da carroceria e semirreboque nas respostas. Visto que o assento do motorista é um elemento necessário para avaliação da resposta de aceleração associada à saúde do motorista, é pertinente que o modelo multicorpo contemple este elemento. Finalmente, por ser tratar de uma avaliação que visa compreender as características rodoviárias nacionais, a legislação brasileira que trata da saúde ocupacional será considerada como o principal parâmetro limitante nas avaliações.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Ao considerar um caminhão como um sistema dinâmico, a percepção de conforto de rodagem pelo motorista advém das excitações dinâmicas impostas a ele pelo movimento da cabine, que por sua vez, vibra em decorrência das respostas dinâmicas do chassi do caminhão em função das excitações externas ou internas, como é explicado por Gillespie, 1985, através da Figura 3.1.

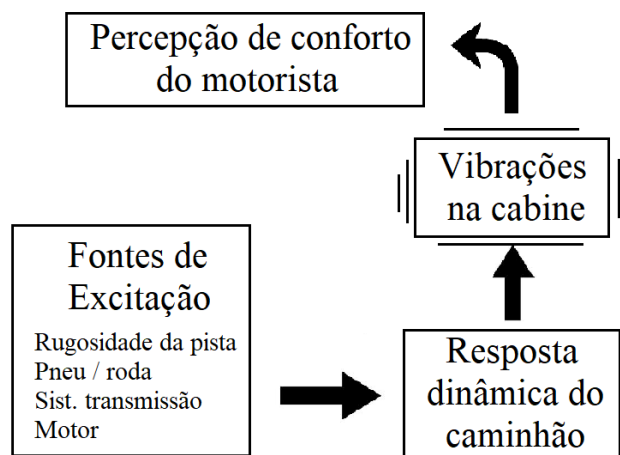


Figura 3.1 – Fontes de excitação do sistema dinâmico [Adaptado de Gillespie, 1985]

As fontes internas de excitação mais comuns são as massas rotativas, elementos de transmissão e principalmente o motor de combustão interna, porém estas não são o foco de estudo da presente pesquisa, então não serão consideradas no modelo dinâmico proposto. Já a fonte externa de excitação é a rugosidade da pista e suas características de relevo.

Para compreender a relação e influência dos parâmetros do veículo e dos testes no comportamento dinâmico do caminhão, este capítulo visa reunir os conceitos fundamentais que servem de base e direcionamento da pesquisa.

3.1 Vibrações mecânicas

Segundo Rao, 2008, um sistema vibratório é composto por um elemento capaz de armazenar energia potencial, no caso de veículos são as molas que armazenam energia potencial elástica, outro elemento que armazene energia cinética, como a massa, e um meio de perda gradual da energia, como o amortecedor. Para determinar completamente as posições de todas

estas partes a qualquer instante é necessário um número mínimo de coordenadas independentes, ao qual se denomina graus de liberdade.

A intensidade da vibração pode ser medida pela sua velocidade, está relacionada diretamente com a energia imposta pela excitação, porém o corpo humano não é afetado pela velocidade na qual trafega em uma via, tanto que quando estamos em um veículo, por exemplo a mais de 100 km/h, sentimo-nos confortáveis pois nosso referencial é o assento que se move com a mesma velocidade do veículo em relação ao solo. Prefere-se usar a aceleração como parâmetro nas medições e estudos de conforto vibracional, sendo adotado comumente seu valor quadrático médio (RMS).

O valor RMS é a raiz quadrada do somatório dos quadrados de todos os valores de acelerações medidos, dividido pelo tempo de medição; como o movimento vibratório se dá ao redor de um ponto, isso resulta em acelerações positivas e negativas, logo a simples média das acelerações seria nula, que impede o uso desta métrica.

3.2 Sistema de suspensão

A suspensão é um conjunto de partes que fazem a conexão entre as rodas e o chassi, suas características afetam diretamente o desempenho e as respostas do veículo. A função do sistema de suspensão é fornecer às rodas movimento vertical para acompanhar as irregularidades da pista sem transmiti-las diretamente ao chassi, manter as rodas alinhadas, garantir o contato dos pneus com a pista com a mínima variação de carga, reagir às forças de controle produzidas pelos pneus (forças longitudinais provenientes de aceleração e frenagem e forças laterais), conforme explica Gillespie, 1992.

De acordo com Rill, 2005, os elementos da suspensão podem ser divididos em três grupos de acordo com sua função: os elementos orientadores, como barras, suportes e barras de controle tem a função de controlar os movimentos, possuem articulações e cumprem a função estrutural do conjunto; os elementos de força, como barras de torção, molas helicoidais, feixe de molas, amortecedores, barras antirrolagem e buchas possuem a função dissipar ou direcionar as forças que entram no sistema; e os pneus cujas reações influenciam diretamente na segurança e qualidade da direção.

As suspensões possuem características que devem priorizar o conforto e segurança, no caso de veículos comerciais. Já para um veículo esportivo ou de competição, o objetivo é o desempenho, uma vez que a suspensão afeta diretamente os aspectos do seu comportamento

dinâmico. Na dinâmica vertical, é responsável pela sustentação do peso, isolamento das irregularidades da via e manutenção do contato pneu/solo. Na dinâmica lateral, o sistema de suspensão é responsável pelo movimento de rolamento do chassi e afeta as características de esterçamento.

As suspensões de veículos comerciais e fora de estrada em geral são do tipo dependente ou eixo rígido, como é definido por Gillespie, 1992, sendo constituídas por uma viga na qual as rodas são montadas de modo que qualquer movimento é transmitido para a roda oposta. Ainda de acordo com Gillespie, 1992, uma característica desta configuração é que na rolagem do chassi o *camber* da roda não é afetado.

As suspensões mais comuns em veículos de carga são as constituídas por eixos rígidos com molas do tipo feixe de lâmina, como na Figura 3.2 que apresenta uma típica utilização em carretas e semirreboques, ou pneumáticas. Existe uma variedade muito grande de feixes de lâminas, no entanto, os mais utilizados em veículo comerciais são do tipo parabólico e trapezoidal. As molas trapezoidais contribuem na dissipação das oscilações pelo atrito existente entre as lâminas. Cada tipo de mola ainda pode ter suas variações específicas conforme a capacidade de carga e particularidades geométricas.

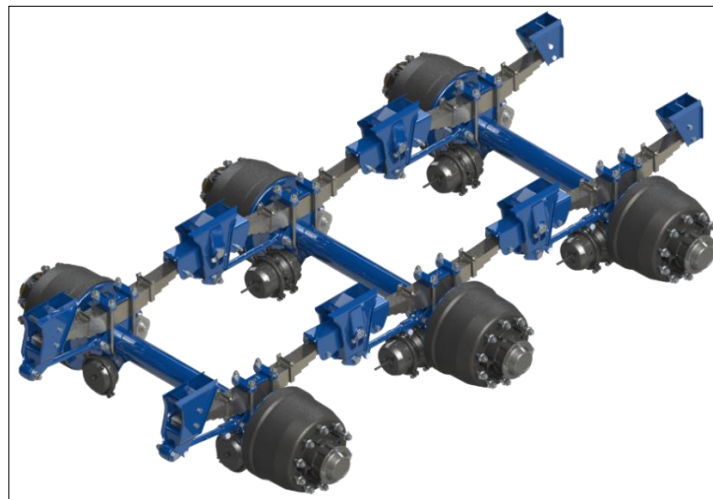


Figura 3.2 – Suspensão mecânica para reboques e semirreboques [Site KLL, 2022]

3.3 Modelo de veículos

O modelo vibracional mais simples que representa um veículo é o modelo de um quarto de veículo, como apresentado na Figura 3.3. No modelo, uma massa M , que representa $\frac{1}{4}$ da massa da carroceria, também chamada de massa suspensa, é suportada por uma suspensão

conectada a uma massa m , que representa as massas do pneu, roda, freio e elementos da suspensão, também chamada de massa não suspensa. A suspensão é descrita pelos parâmetros de rigidez k_s e amortecimento C_s como propriedades básicas, e o pneu sendo representado por uma mola de rigidez k_t .

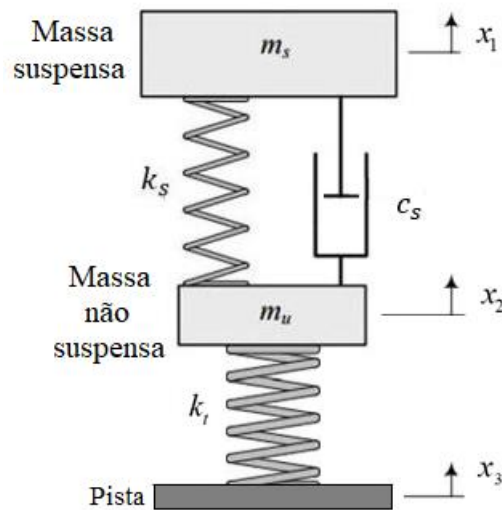


Figura 3.3 – Modelo de 1/4 de veículo [Adaptado de Gillespie, 1992]

Como as molas estão associadas em série, a rigidez equivalente K do conjunto é calculada através da Equação (3.1).

$$K = \frac{k_s k_t}{k_s + k_t} \quad (3.1)$$

A frequência natural não amortecida, em Hz, é definida conforme a Equação (3.2).

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (3.2)$$

A relação entre as entradas e saídas de um sistema dinâmico veicular é o que define a resposta dinâmica. Estas entradas normalmente são excitações de fontes externas, enquanto as saídas são as respostas do veículo a estes estímulos, como a vibração na massa suspensa. Gillespie, 1992, explica que a aceleração transmitida para a massa suspensa tende a aumentar quanto maior for a frequência natural da massa suspensa numa faixa de frequência de excitação

entre 0 e 5 Hz, como observa-se na Figura 3.4. A variação da frequência natural da massa suspensa foi obtida no estudo através da variação da rigidez da suspensão no modelo de ¼ de veículo.

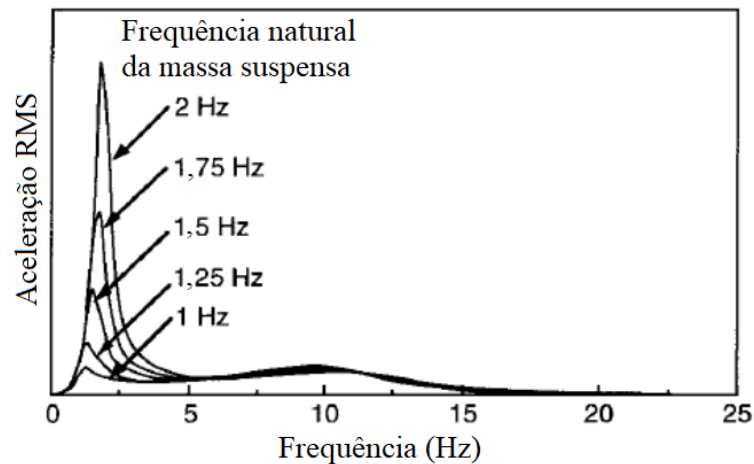


Figura 3.4 – Aceleração em função de diferentes frequências naturais da massa suspensa
[Gillespie, 1992]

As equações de movimento para o modelo simplificado podem ser escritas conforme a segunda lei de Newton, para a massa suspensa, Equação (3.3), e massa não suspensa, Equação (3.4), sendo x a coordenada na direção vertical.

$$M\ddot{x}_1 = -K_s(x_1 - x_2) - C_s(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.3)$$

$$m\ddot{x}_2 = -K_t(x_2 - x_3) + K_s(x_1 - x_2) + C_s(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.4)$$

Apesar de ser limitado, o modelo simplificado é bastante utilizado para calibração de equipamentos, por exemplo. As equações permitem obter as funções de transferência entre as diversas entradas e saídas, bem como respostas no domínio do tempo e da frequência.

3.4 Sistemas multicorpos

Os sistemas multicorpo MBS (*Multibody Systems*) permitem o estudo do comportamento dinâmico de corpos rígidos ou flexíveis interconectados, cada um dos quais pode sofrer

deslocamentos de translação e rotação (Lee *et al.*, 2011). A análise de MBS se estabeleceu como ferramenta de engenharia durante os anos 80 e se consagrou como parte do processo de desenvolvimento de veículos nos anos 90.

A Equação (3.5) representa uma versão matricial da equação de movimento, conforme Rao, 2008, necessária em modelos com vários graus de liberdade.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (3.5)$$

Sendo \mathbf{M} , \mathbf{C} e \mathbf{K} são denominadas matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, e ainda segundo Rao, 2008, são descritas como nas equações (3.6), (3.7) e (3.8), sendo n o número de graus de liberdade do sistema.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & m_n \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & \dots & c_{nn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{nn} & \dots & c_{nn} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & \dots & k_{nn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{nn} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

O sistema de coordenadas considerado é apresentado na Figura 3.5, conforme Milliken & Milliken, 1995; em um veículo ele é usualmente conhecido como “sistema de coordenadas móvel”, pois se move com o veículo.

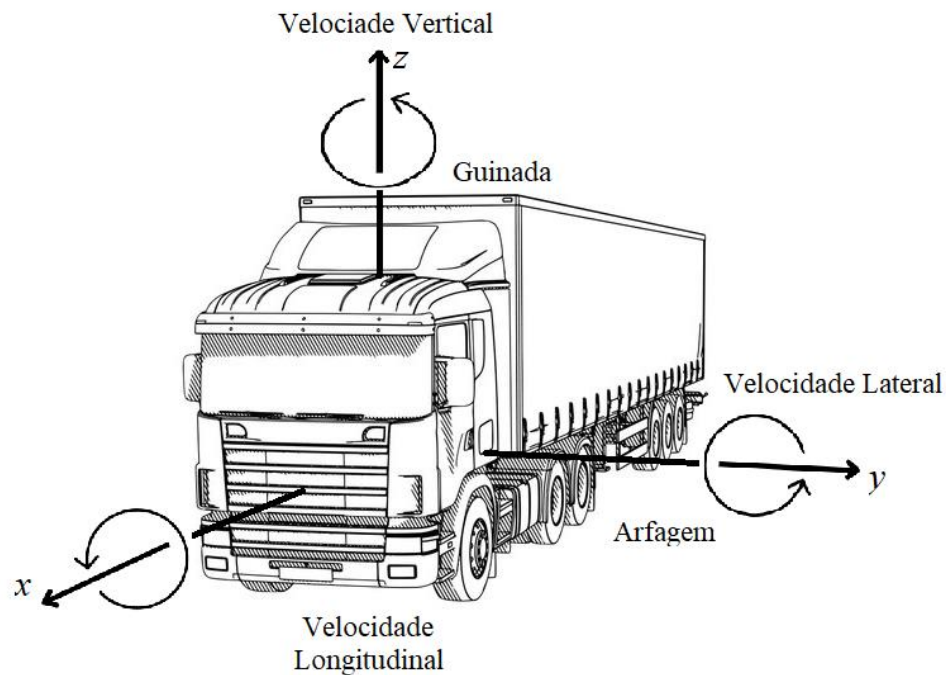


Figura 3.5 – Sistema de coordenadas veicular [adaptado de Milliken & Milliken, 1995]

3.5 Equação de Lagrange

De acordo com Shabana, 2010, é possível formular equações dinâmicas com qualquer conjunto de coordenadas generalizadas independentes a partir do princípio de trabalho virtual, este é o princípio para formular a chamada *Equação de Lagrange*, que tem sido uma ótima ferramenta para a modelagem dinâmica.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.9)$$

A equação de Lagrange, equação (3.9), utiliza a energia cinética, energia potencial e a energia de dissipação do sistema, respectivamente T , U e D , sendo q_i as coordenadas generalizadas independentes.

3.6 O método de Newmark

O método de integração das equações de movimento proposto por Newmark, utilizado neste trabalho, reduz significativamente o esforço computacional a partir de procedimentos

numéricos do tipo passo a passo. De acordo com Rao, 2011, o método de Newmark se baseia na suposição de que a aceleração varia linearmente entre dois instantes de tempo, logo, a convergência e exatidão da resposta encontrada dependerão do tamanho do intervalo entre estes dois instantes e da capacidade das funções de representarem a aceleração dentro do intervalo.

A partir dos valores conhecidos da posição e velocidade iniciais, calcula-se a aceleração inicial, utilizando a equação (3.10). Então calcula-se o vetor deslocamento \mathbf{X} , para um tempo t_{i+1} conforme Equação (3.11), e os vetores de velocidade, $\dot{\mathbf{x}}$, e aceleração, $\ddot{\mathbf{x}}$ utilizando as Equações (3.12) e (3.13). As constantes a_0 , a_1 , a_2 , a_5 , a_6 e a_7 do método de Newmark são calculadas, respectivamente, nas Equações (3.14), (3.15), (3.16), (3.17), (3.18) e (3.19). Neste trabalho, os parâmetros α_N , β_N e Δt do método são estabelecidos, respectivamente, iguais a $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ e 0,001.

$$\ddot{\mathbf{x}}_0 = \mathbf{M}^{-1} (\mathbf{F}_0 - \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}) \quad (3.10)$$

$$\mathbf{x}(t_{i+1}) = (a_0\mathbf{M} + a_5\mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1} \left\{ \mathbf{F}(t_{i+1}) + \mathbf{M} [a_0\mathbf{x}(t_i) + a_1\dot{\mathbf{x}}(t_i) + a_2\ddot{\mathbf{x}}(t_i)] + \mathbf{C} [a_5\mathbf{x}(t_i) + a_6\dot{\mathbf{x}}(t_i) + a_7\ddot{\mathbf{x}}(t_i)] \right\} \quad (3.11)$$

$$\dot{\mathbf{x}}(t_{i+1}) = \dot{\mathbf{x}}(t_i) + \Delta t(1 - \beta)\ddot{\mathbf{x}}(t_i) + \Delta t\beta\ddot{\mathbf{x}}(t_{i+1}) \quad (3.12)$$

$$\ddot{\mathbf{x}}(t_{i+1}) = a_0 [\mathbf{x}(t_{i+1}) - \mathbf{x}(t_i)] - a_1\dot{\mathbf{x}}(t_i) - a_2\ddot{\mathbf{x}}(t_i) \quad (3.13)$$

$$a_0 = \frac{1}{\alpha_N \Delta t^2} \quad (3.14)$$

$$a_1 = \frac{1}{\alpha_N \Delta t} \quad (3.15)$$

$$a_2 = \left(\frac{1}{2\alpha_N} - 1 \right) \quad (3.16)$$

$$a_5 = \frac{\beta_N}{\alpha_N \Delta t} \quad (3.17)$$

$$a_6 = \left(\frac{\beta_N}{\alpha_N} - 1 \right) \quad (3.18)$$

$$a_7 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\beta_N}{\alpha_N} - 2 \right) \quad (3.19)$$

3.7 Saúde ocupacional e legislação

A vibração no corpo humano é definida como toda a vibração produzida por um evento externo, atuando no corpo humano, como por exemplo, quando o corpo está sobre uma superfície que está vibrando. Dentre as ocupações que podem gerar vibrações no corpo humano, destacam-se o transporte de carga e de pessoas, segundo Griffin, 1990.

Os limites e critérios de exposição às vibrações relacionados à saúde e segurança foram propostos inicialmente em 1967, de acordo com Beranek *et al.*, 2006, e então incorporados nas normas ISO (*International Organization for Standardization*) e BS (*British Standards*). Os principais objetivos das normas ISO 2631 de 1997 e BS 6841 de 1987 eram definir os métodos de avaliação e de quantificação das vibrações relacionados à saúde e ao conforto humano, sendo os padrões utilizados bastante semelhantes entre as normas.

As principais definições da ISO 2631 de 1997 estão relacionadas a:

- a) A vibração é medida de acordo com um sistema de coordenadas originado em um ponto em que a vibração está entrando no corpo, como no caso de vibração em assentos, conforme apresentado na Figura 3.6;

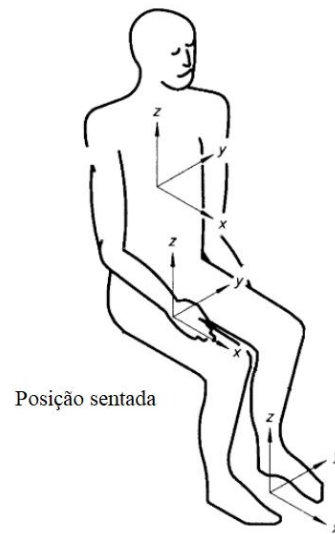


Figura 3.6 – Sistema de coordenadas para medição de vibrações no corpo humano [Adaptado da ISO 2631, 1997]

- b) Os limites de exposição para cada um dos eixos (x , y e z);
- c) Os transdutores devem estar localizados na interface entre o corpo humano e a fonte de vibração, ou o mais próximo possível de tal ponto;

O parâmetro considerado para avaliação da magnitude da vibração é a aceleração RMS, a_w , em m/s^2 em vibração translacional ou rad/s^2 em vibração rotacional, conforme equação (3.20), em que a_{wj} é a aceleração instantânea ponderada pela frequência (m/s^2) e T indica o tempo decorrido da medição (s);

$$a_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{wj}^2(t) dt} \quad (3.20)$$

A norma informa que a faixa de frequência na qual o corpo humano apresenta maior sensibilidade é a de 1 Hz a 80 Hz. É determinado três grupos de severidade: limites para o conforto, limites para a perda de eficiência causada por fadiga e limites de exposição máxima que, se ultrapassado, podem oferecer risco à saúde humana.

Os gráficos da Figura 3.7 podem ser utilizados para limitar o tempo de exposição à vibração, pois apresentam, para determinadas frequências, limites de exposição relacionados à saúde, conforto e fadiga. Tipicamente, como na maioria das situações de transporte, a vibração

a_z será aplicada a uma pessoa em pé ou sentada (situação popularmente referida como —vibração vertical), de acordo com a ISO 2631 de 1997.

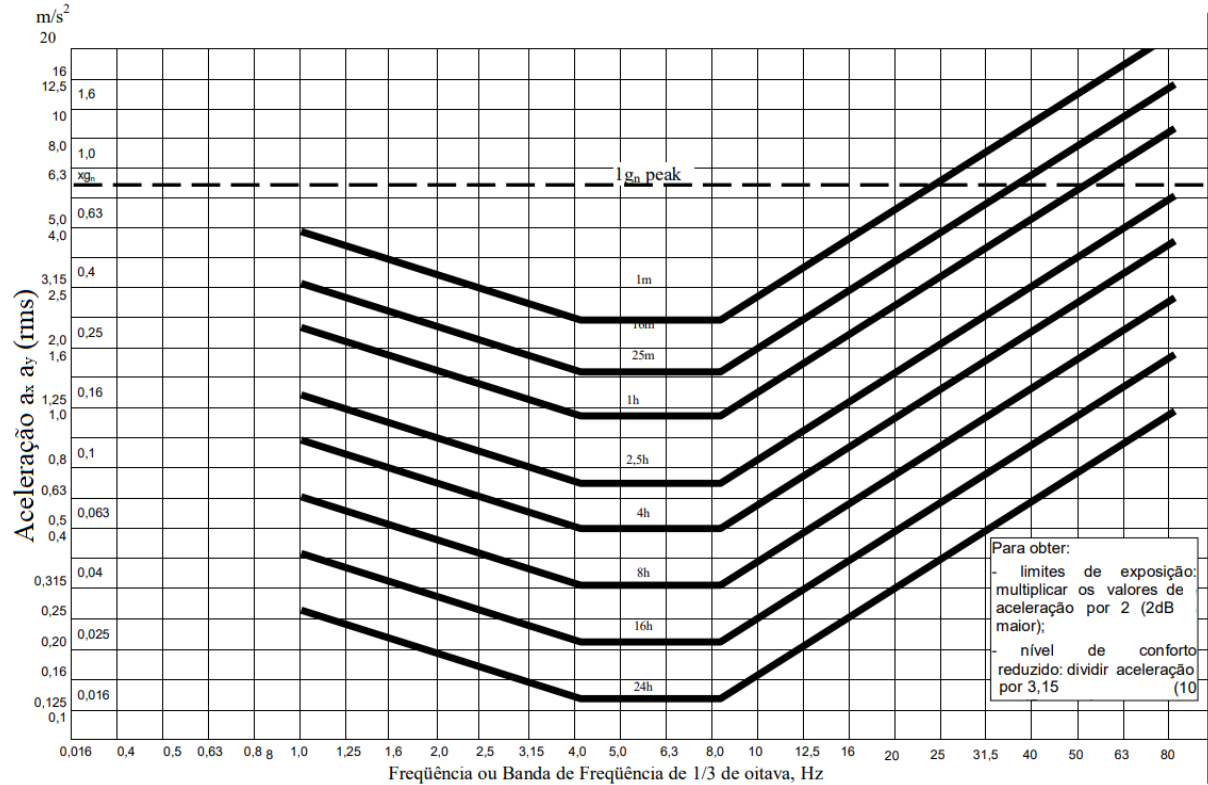


Figura 3.7 – Limite de aceleração como função da frequência e tempo de exposição para nível reduzido de eficiência (fadiga) [Adaptado de ISO 2631, 1997]

Na faixa de frequência de 4 a 8 Hz, situam-se as frequências naturais do corpo humano (massa abdominal, ombros e pulmões) cujas regiões apresentam grande sensibilidade, por isso os limites são menores.

3.7.1 Limites de exposição

Para avaliação do conforto e percepção de conforto pelo motorista, a norma ISO 2631-1, 1997, apresenta alguns valores de referência para determinação da satisfação de pessoas submetidas à VCI. Como consta na norma, a noção de satisfação envolve diversos critérios e muitos deles subjetivos, assim como havia explicado Gillespie, 1985, os quais envolvem o tipo de atividade e mesmo fatores externos como ruído e calor. Na Tabela 3.1 são apresentados valores de aceleração com as respectivas percepções associadas.

Tabela 3.1 – Percepção humana de conforto [ISO 2631-1, 1997]

Conforto ISO 2631-1 (1997)	Aceleração a_{w_rms} [m/s ²]
Confortável	<0,315
Pouco Desconfortável	0,63
Relativamente Desconfortável	1
Desconfortável	1,6
Muito Desconfortável	2,5
Extremamente Desconfortável	>2,5

A norma 2631, 1997, sugere ainda mais dois métodos para avaliação da vibração e parâmetros para tomada de decisões em relação à saúde ocupacional. O valor FC (Fator de Crista) relaciona o módulo da razão entre o valor instantâneo máximo da aceleração e o valor de aceleração RMS com ambas ponderadas na frequência, como pode ser visto na equação (3.21). E o método VDV (Valor da Dose de Vibração), recomendado para situações onde haja choques ocasionais, vibrações transientes ou quando FC for maior que 9, conforme equação (3.22).

$$FC = \frac{|\max(a_w(t))|}{a_{w_rms}(t)} \quad (3.21)$$

$$VDV_j = \sqrt[4]{\int_0^T [a_{wj}(t)]^4 dt} \quad (3.22)$$

O Valor da Dose de Vibração, equação (3.22), corresponde ao valor obtido a partir da aceleração instantânea ponderada em frequência à quarta potência determinado na direção j , sendo que j corresponde aos eixos ortogonais x , y ou z , expresso em $m/s^{1,75}$. Esse método é muito empregado devido a sua sensibilidade aos picos de aceleração, resultantes da consideração de uma função de quarta potência.

A *are* (aceleração resultante da exposição) é a raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações RMS em cada sentido de medição, conforme visto na Figura 3.6, ponderado por um fator multiplicador k em cada um dos eixos ortogonais de acordo com a sua implicação no ser humano, conforme a equação (3.23).

$$are = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2} \quad (3.23)$$

Entretanto, a norma 2631-1, 1997, não informa quais seriam os limites diários de exposição do trabalhador nas avaliações de *are* ou *VDV*. Usa-se então a Norma de Higiene Ocupacional n° 9 (NHO-09) da FUNDACENTRO de 2012, uma norma complementar técnica cujo objetivo é estabelecer critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro (VCI) que implique possibilidade de ocorrência de problemas diversos à saúde do trabalhador, estabelecendo alguns parâmetros relevantes para este estudo, além de limites e recomendações para cada resultado.

A NHO-09 baseia-se na ISO 2631 e propõe o uso de dois valores para serem tomados como parâmetros, a *aren* (aceleração resultante da exposição normalizada) e o *VDVR* (Valor da Dose de Vibração Resultante), respectivamente equações (3.24) e (3.25). Em que *are* é a aceleração resultante da exposição em m/s^2 para diversas componentes de exposição e ponderada para todos os eixos ortogonais, *T* o tempo da jornada diária em horas, T_0 a jornada de referência equivalente a 8 horas, já VDV_{exp_j} compreende o valor de dose de vibração da exposição, em $m/s^{1,75}$, para todos os eixos ortogonais.

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (3.24)$$

$$VDVR = \left[\sum_j (VDV_{exp_j})^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.25)$$

Os critérios utilizados pela NHO-9 definem um limite inferior como *Nível de Ação* que correspondem a medidas preventivas capazes de anular potenciais danos à saúde do trabalhador, e um *Limite de Exposição* ocupacional que exige a aplicação imediata de medidas corretivas capazes de evitar possíveis danos à saúde do trabalhador. Os valores de referência são dados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Critério de julgamento e tomada de decisão [NHO-09, 2012]

<i>aren</i> [m/s ²]	VDVR [m/s ^{1,75}]	Consideração técnica	Recomendação
0 a 0,5	0 a 9,1	Aceitável	Manutenção da condição existente
>0,5 a <0,9	>9,1 a <16,4	Acima do nível de ação	Adoção de medidas preventivas
0,9 a 1,1	16,4 a 21	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas e corretivas visando a redução da exposição diária
>1,1	>21	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medidas corretivas

Segundo a norma, as medidas preventivas são ações que visam minimizar a probabilidade de que as exposições à vibração causem prejuízos ao trabalhador exposto e evitar que o limite de exposição seja ultrapassado. Devem incluir o monitoramento periódico da exposição, a informação e orientação aos trabalhadores e o controle médico, sendo tais orientações sobre:

- a) riscos decorrentes da exposição à vibração de corpo inteiro;
- b) cuidados e procedimentos necessários para redução da exposição à vibração, como, por exemplo, adotar velocidades adequadas no uso de veículos, evitar, dentro do possível, superfícies irregulares, ajustar o assento do veículo em relação ao posicionamento e ao peso do usuário;
- c) cuidados a serem tomados após a exposição, tais como evitar levantar pesos ou fazer movimentos bruscos de torção ou flexão;
- d) eventuais limitações de proteção das medidas de controle, sua importância e seu uso correto;
- e) relatar níveis anormais de vibração durante o uso de veículos ou durante a execução de atividades em plataformas de trabalho.
- f) As medidas corretivas visam a reduzir os níveis de exposição a vibrações. Entre as diversas medidas corretivas podem ser citadas.
- g) modificação do processo ou da operação de trabalho, podendo envolver: o reprojeto de plataformas de trabalho; a reformulação, a reorganização ou a alteração das rotinas ou dos procedimentos de trabalho; a adequação de veículos utilizados, especialmente pela

- adoção de assentos antivibratórios; a melhoria das condições e das características dos pisos e pavimentos utilizados para circulação das máquinas e dos veículos;
- h) manutenção de veículos e máquinas, envolvendo especialmente os sistemas de suspensão e amortecimento, assento do operador, calibração de pneus, alinhamento e balanceamento, troca de componentes defeituosos ou desgastados de forma a mantê-los em bom estado de conservação;
 - i) redução do tempo de exposição diária;
 - j) alternância de atividades ou operações que geram exposições a níveis mais elevados de vibração com outras que não apresentem exposições ou impliquem exposições a menores níveis, resultando na redução da exposição diária.

A norma 2631-1 ainda traz, no seu anexo B, um guia para estudos relacionados à saúde. Segundo este anexo, considerando as respostas como relacionadas à energia, tem-se a equivalência entre duas exposições diárias conforme a Equação (3.26), sendo a_{w1} e a_{w2} os valores de aceleração RMS ponderada para a primeira e segunda exposição, respectivamente, T_1 e T_2 a jornada diária da primeira e segunda exposição.

$$a_{w1} \cdot T_1^{1/2} = a_{w2} \cdot T_2^{1/2} \quad (3.26)$$

Outros estudos indicam que esta relação entre tempo de exposição e aceleração é melhor expressa pela Equação (3.27). A norma 2631-1 explica que ambas as equações podem ser utilizadas na maioria das situações, pois para exposições entre 4 e 8 horas os limites de exposição são os mesmos, de acordo com a norma, como pode ser observado na Figura 3.8.

$$a_{w1} \cdot T_1^{1/4} = a_{w2} \cdot T_2^{1/4} \quad (3.27)$$

É possível observar na Figura 3.8 duas linhas tracejadas (indicadas pelo n° 1) que são relacionadas à Equação (3.26) e duas linhas contínuas (indicadas pelo n° 2) que são relacionadas à Equação (3.27). A zona abaixo das linhas pode ser considerado uma zona segura, onde que os efeitos das vibrações não oferecem risco à saúde do trabalhador, já a zona acima das linhas indica uma condição de risco à saúde, e a região entre linhas é considerada de incerteza. Conclui-se que para uma longa jornada de exposição, acima de 8 horas diárias, a Equação (3.26) tende a ser mais

conservadora quanto aos riscos à saúde da pessoa exposta à vibração, uma vez que os limites são atingidos em acelerações menores.

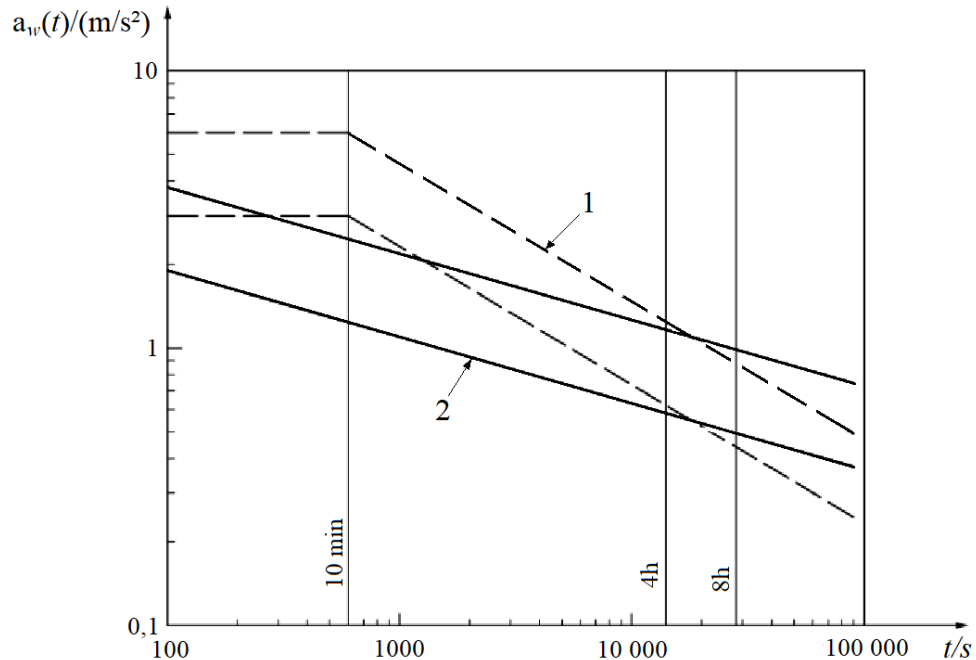


Figura 3.8 – Zonas de cuidado com a saúde [ISO 2631-1, 1997]

3.7.2 Perfil da pista

A ISO 8608, publicada em 1995, e atualizada em 2016 foi criada para facilitar a compilação e comparação de resultados de medições de perfis de pista obtidos por diversos autores no estudo de vibrações verticais. De acordo com a norma a representação do grau de rugosidade de uma pista pode ser feita através de um valor de referência $G_d(n_o)$, de sua PSD (*Power Spectral Density*) de deslocamentos verticais ajustada. A relação dessa PSD com a frequência espacial, ou ainda, com a frequências angular espacial pode ser aproximada para uma reta decrescente em escala logarítmica, na faixa de frequências espaciais entre 0,011 ciclos/m e 2,83 ciclos/m e na faixa de frequências angulares entre 0,063 rad/m e 17,7 rad/m, para isso é necessário assumir que o veículo trafega com uma velocidade constante, neste trabalho o expoente w da PSD ajustada é considerado igual a 2.

A relação então entre a PSD de deslocamentos verticais e a frequência espacial pode ser dada conforme a equação (3.28), sendo n_o a frequência espacial de referência, de valor 0,1 ciclos/m, n é a frequência espacial em ciclos/m, w é o coeficiente que determina a inclinação da

PSD ajustada, $G_d(n_0)$ é a PSD de referência em m^3 e $G_d(n)$ é a PSD de deslocamentos verticais em função da frequência espacial em m^3 .

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (3.28)$$

A norma ISO 8608, 2016, no seu anexo C classifica as estradas de acordo com a rugosidade ou irregularidade que apresenta. As pistas são classificadas em ordem alfabética crescente, como pode ser visto na Figura 3.9, sendo quanto mais próximo da classificação A melhor é a qualidade da pista.

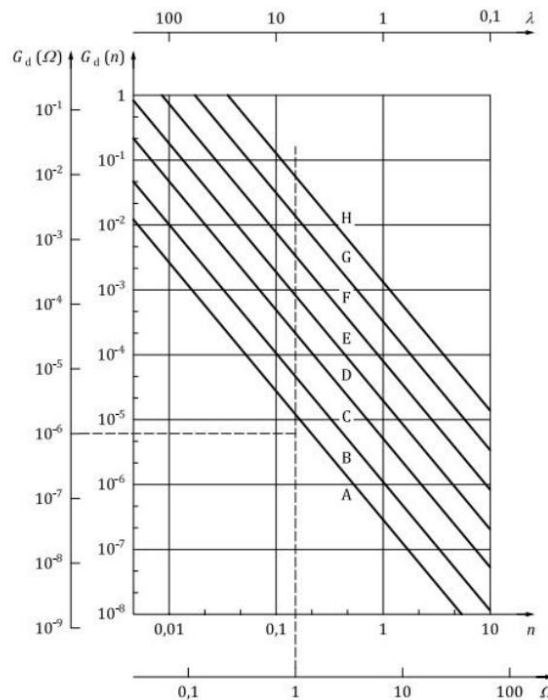


Figura 3.9 – Classificação dos perfis de estrada em função da frequência espacial n , e em função da frequência angular espacial Ω [ISO 8608, 2016]

3.8 O software TruckSim

O TruckSim é um programa de simulação de sistemas multicorpos rígidos desenvolvido pela UMTRI (The University of Michigan Transportation Research Institute) dedicado à avaliação da dinâmica de veículos pesados de carga e de transporte. O *software* disponibiliza

alguns modelos dos principais sistemas de um veículo, com bibliotecas de suspensão, pneus, procedimentos de manobra, e outros.

O programa representa o comportamento dinâmico de veículos, incluindo combinações de veículos com trailer e semirreboques, através de uma arquitetura de modelo matemático denominado VehicleSim (VS). Os modelos funcionam bem com outros softwares (*Simulink*, *LabVIEW*, *FMI*, *ETAS*, etc) para automação ou extensão de modelo.

Vários veículos podem ser simulados simultaneamente usando um modelo matemático VS único, ou mais de um modelo matemático VS em paralelo através de um *software* externo como o *Simulink*. Os modelos matemáticos permitem as seguintes configurações:

- a) Configurações de veículo;
- b) Funções de tabela configuráveis;
- c) Pistas de referência VS;
- d) Controles do motorista;
- e) Geometria e atrito de pistas 3D;
- f) Efeitos aerodinâmicos e de ventos;
- g) Suspensões;
- h) Sistema de direção;
- i) Sistema de freio;
- j) Pneus;
- k) Motor e transmissão;
- l) Sensores e tráfego;

O modelo matemático VS também permite a entrada de dados em arquivos externos, desde que sejam feitos em formatos específicos, e consegue gerar mais de 600 variáveis de saída. As variáveis de saída são usadas para vários propósitos, como gráficos que mostrem o comportamento do veículo, informações de movimento para visualização de vídeo, entrada para outro *software* de pós-processamento ou exportar para outro *software* durante a simulação.

TruckSim tem equações diferenciais ordinárias (ODEs) para a dinâmica de sistemas multicorpos, incluindo corpos rígidos, fluidos, pneus, controladores e outras peças dinâmicas. As equações de movimento são derivadas considerando múltiplos corpos rígidos conectados, usando as equações de Kane para a dinâmica e restrições de múltiplos corpos. As equações de movimento são EDOs que não são rígidas e a biblioteca VS integrada fornece seis métodos para resolver as EDOs (métodos Adams-Bashforth, Adams-Moulton, Runge-Kutta e Euler).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será apresentado o desenvolvimento dos modelos utilizados neste trabalho. Como se tratam de dois modelos dinâmicos multicorpos tridimensionais, ambos desenvolvidos em ambientes virtuais, o modelo dinâmico desenvolvido no *software* MATLAB será aqui chamado de modelo proposto. Através deste modelo que foram feitas as análises no âmbito da saúde ocupacional. Já o segundo modelo, aqui chamado de modelo virtual CAE (ou simplesmente modelo CAE), serve para verificação do primeiro e foi desenvolvido no TruckSim, um *software* comercial consolidado na indústria e no meio acadêmico.

4.1 Modelo proposto

O caminhão que será representado através de modelo proposto é baseado no veículo de carga estudado por Chen et al., 2020, citado no Capítulo 2; os autores propuseram um modelo bidimensional, no entanto o objetivo deste trabalho é criar um modelo completo do veículo que considere, também, a influência da rolagem. O veículo é composto por um cavalo trator de 3 eixos e um semirreboque também com 3 eixos conectado à quinta roda. Para construir o modelo é necessário fazer algumas suposições e simplificações em relação ao veículo, como as seguintes:

- a) O chassi do cavalo trator, a cabine, o semirreboque e os eixos são considerados corpos totalmente rígidos e modelados como parâmetros concentrados;
- b) As massas dos eixos são concentradas nos CGs e compreendem todos os elementos não suspensos, como eixos, diferencial, parte dos sistemas de direção e de freio, rodas e pneus;
- c) Os eixos do caminhão e do semirreboque movem-se apenas em duas dimensões, associados à rolagem e ao movimento vertical;
- d) As excitações impostas pelo trem de força e pelas massas rotativas não são consideradas;
- e) Todas as rodas estão sempre em contato com o solo e este contato é pontual;
- f) Elementos que limitam a rolagem dos corpos como barras estabilizadoras não são considerados;
- g) A geometria de suspensão não é considerada, visto que não há curvas ou esterçamento nos testes, logo há pouca influência das características geométricas, tais

como posição do centro instantâneo de giro da roda ou eixo de rolagem da suspensão, ou seja, avalia-se a dinâmica vertical;

- h) Como não há mudança de direção os efeitos de guinada não são considerados;
- i) A dinâmica dos pneus é simplificada, sua rigidez é linear e não se considera os efeitos de amortecimento do mesmo;
- j) Como simplificação assume-se que os eixos de rolagem e arfagem dos corpos interceptam o centro de massa dos mesmos;
- k) Houve previsão de manter as condições de equivalência dinâmica do semirreboque carregado (igual massa, posição do centro de massa e momento de inercia de massa) nos modelos proposto e CAE.

Dito isso, vale ressaltar as limitações do modelo proposto, uma vez que se pretende obter respostas da dinâmica vertical do veículo:

- a) O modelo não visa representar os efeitos da dinâmica lateral, como ventos, realização de curvas ou outra força lateral que aja nos corpos ou nos pneus;
- b) Mesmo que a arfagem seja considerada, os efeitos de forças causadas por frenagem, aceleração do veículo ou forças aerodinâmicas não visam ser representadas pelo modelo;

Quanto à modelagem e simulação, parte-se das seguintes considerações:

- a) As simulações partem de uma solução quasi-estática do sistema multicorpo;
- b) As equações dinâmicas foram obtidas pela diferenciação numérica das equações de Lagrange, utilizando a função *diff* do MATLAB.

4.1.1 Os 24 graus de liberdade

Os graus de liberdade do modelo proposto são as coordenadas necessárias para descrever o movimento dos corpos e são representados pelas seguintes variáveis:

- a) Movimento vertical do assento do motorista, x_p ;
- b) Movimento vertical, de arfagem e de rolagem da cabine, respectivamente, x_c , θ_c e φ_c ;
- c) Movimento vertical, de arfagem e de rolagem do chassi do cavalo trator, respectivamente, x_b , θ_b e φ_b ;

- d) Movimento vertical e de rolagem do eixo dianteiro 1 do cavalo trator, respectivamente, x_1 e φ_1 ;
- e) Movimento vertical e de arfagem da suspensão traseira em *tandem* esquerda do cavalo trator, respectivamente, x_{ee} e θ_{ee} ;
- f) Movimento vertical e de arfagem da suspensão traseira em *tandem* direita do cavalo trator, respectivamente, x_{ed} e θ_{ed} ;
- g) Rolagem dos eixos traseiros 2 e 3 do cavalo trator, respectivamente φ_2 e φ_3 ;
- h) Movimento vertical, de arfagem e de rolagem da massa suspensa do semirreboque, respectivamente, x_i , θ_i e φ_i ;
- i) Movimento vertical e de rolagem do primeiro eixo (eixo 4 da CVC) do semirreboque, respectivamente, x_4 e φ_4 ;
- j) Movimento vertical e de rolagem do segundo eixo (eixo 5 da CVC) do semirreboque, respectivamente, x_5 e φ_5 ;
- k) Movimento vertical e de rolagem do terceiro eixo (eixo 6 da CVC) do semirreboque, respectivamente, x_6 e φ_6 .

4.1.2 Modelo proposto para a suspensão equilibrada

A suspensão traseira do caminhão trator possui um sistema característico, em que os eixos 2 e 3 compartilham o mesmo feixe de molas, este tipo de suspensão é também conhecida como eixo duplo, *tandem* ou trucado. A Figura 4.1 mostra um modelo de suspensão em *tandem*.

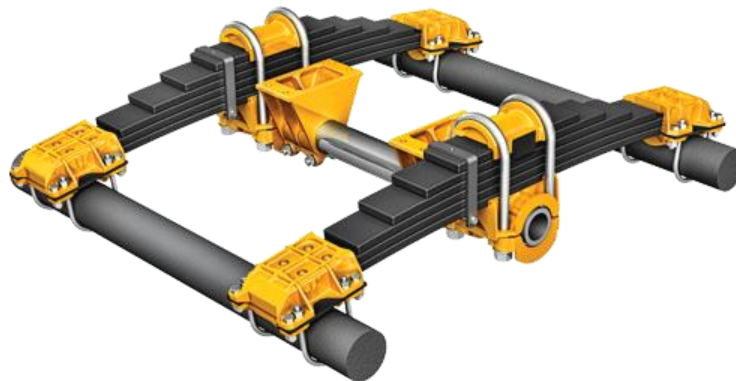


Figura 4.1 – Suspensão traseira do caminhão trator [SAF-Holland group, 2022]

O modelo proposto para a suspensão traseira prevê 6 GDL, capazes de descrever os movimentos verticais, de arfagem e de rolagem nos eixos, conforme a Figura 4.2. A massa dos elementos dessa suspensão, como amortecedores, feixe de molas, eixos e barras de controle são consideradas na soma das massas m_2 e m_3 .

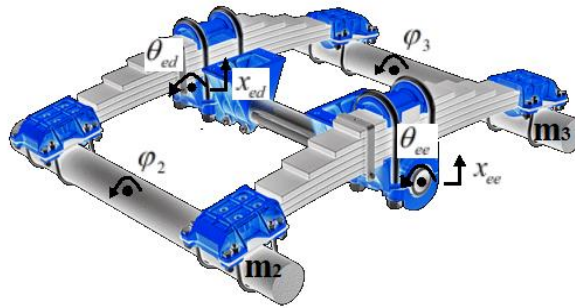


Figura 4.2 – Modelo da suspensão com 6 GDLs

O GDL x_{ee} representa o movimento vertical equivalente das rodas dos eixos 2 e 3, do lado esquerdo, chamado neste caso de movimento vertical da suspensão equivalente do lado esquerdo. Já x_{ed} descreve o movimento vertical equivalente das duas rodas dos eixos 2 e 3 do lado direito, ou seja, o movimento vertical da suspensão equivalente do lado direito. A arfagem da suspensão equivalente do lado esquerdo é descrita por θ_{ee} , enquanto θ_{ed} denota a arfagem da suspensão equivalente do lado direito. A rolagem dos eixos 2 e 3 é descrita por φ_2 e φ_3 , representam respectivamente. A massa da suspensão equivalente no lado esquerdo, m_{ee} , compreende a metade das massas dois eixos 2 e 3, assim como a massa da suspensão equivalente no lado direito, m_{ed} , seus valores estão descritos na Tabela 4.2.

4.1.3 Forças não lineares da suspensão

A força de amortecimento, F_c , numa suspensão é normalmente expressa através da Equação (4.1), e varia linearmente com a velocidade, sendo c o coeficiente de amortecimento, v a velocidade de extensão do amortecedor, ξ a razão de amortecimento, k a rigidez da mola e m a massa do sistema.

$$F_c = c v = 2\xi\sqrt{km} v \quad (4.1)$$

No entanto, conforme Chen et al., 2020, medições experimentais mostram um comportamento diferente. Como é possível ver na Figura 4.3, a velocidade da força de amortecimento varia não linearmente com a velocidade de extensão. Milliken & Milliken, 1995, também explica que, para a mesma força aplicada, a velocidade do amortecedor é maior durante o movimento de compressão, em relação ao movimento de extensão, uma válvula cria mais resistência no interior do cilindro do amortecedor no movimento de extensão (*rebound*) para aumentar a dissipação da energia.

Logo, neste trabalho será considerado que a força de amortecimento obedecerá a uma função não linear nos amortecedores traseiros da cabine e nos amortecedores traseiros do chassi do caminhão, conforme proposto por Chen *et al.* na Equação (4.2), em que λ é o fator de escala, η é o coeficiente de assimetria, que indica a diferença entre os coeficientes de compressão e expansão, e n é chamado de índice característico de amortecimento. Os amortecedores dianteiros do caminhão e da cabine, assim como os amortecedores do semirreboque serão considerados como possuindo forças lineares com a velocidade e mesmo coeficiente de amortecimento tanto para compressão como extensão.

$$F_c = \lambda [1 + \eta \cdot \text{sgn}(v)] |v|^n \quad (4.2)$$

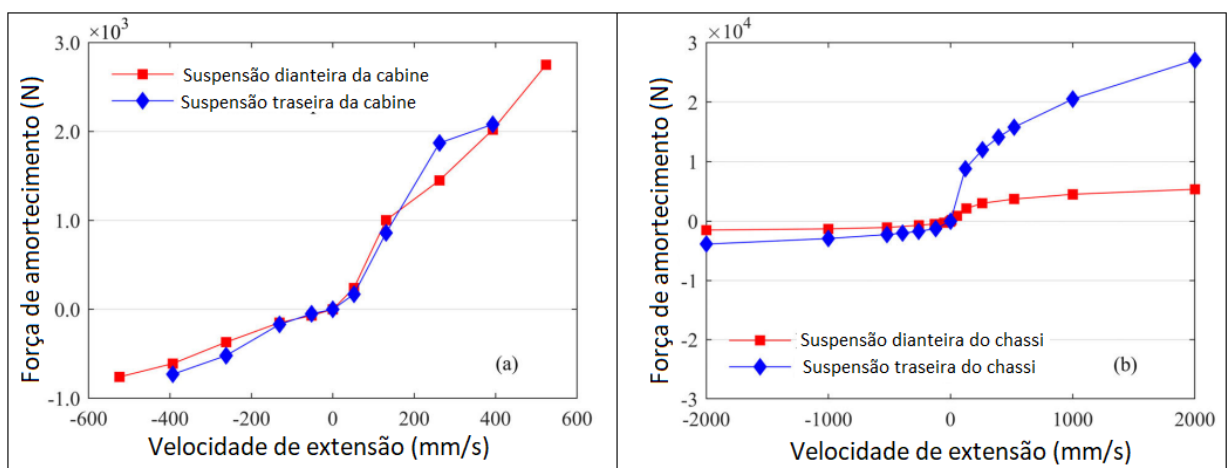


Figura 4.3 – Curvas das forças de amortecimento da suspensão cabine (esquerda) e da suspensão do chassi (direita) [Adaptado de Chen et al., 2020]

Para os amortecedores do eixo 2 do CVC, as forças de amortecimento são propostas conforme as Equações (4.3) e (4.5). As variáveis v_{2e} e v_{2d} são as velocidades dos pontos de fixação dos amortecedores, C_{2e} e C_{2d} , no chassi do caminhão, Equações (4.4) e (4.6).

$$F_{c2e} = \lambda_{c2} \left[1 + \eta_{c2} \cdot \text{sgn}(v_{2e}) \right] |v_{2e}|^{n_{c2}} \quad (4.3)$$

$$v_{2e} = \dot{x}_b - \dot{x}_{ee} + (l_2 - l_3) \dot{\theta}_b + l_3 \dot{\theta}_{ee} + a_1 \dot{\phi}_b - a_1 \dot{\phi}_2 \quad (4.4)$$

$$F_{c2d} = \lambda_{c4} \left[1 + \eta_{c4} \cdot \text{sgn}(v_{2d}) \right] |v_{2d}|^{n_{c4}} \quad (4.5)$$

$$v_{2d} = \dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 - l_3) \dot{\theta}_b + l_3 \dot{\theta}_{ed} - a_1 \dot{\phi}_b + a_1 \dot{\phi}_2 \quad (4.6)$$

As forças de amortecimento no terceiro eixo do CVC são apresentadas, respectivamente nas equações (4.7) e (4.9). As velocidades dos pontos de fixação dos amortecedores C_{3e} e C_{3d} no chassi do caminhão, v_{3e} e v_{3d} , são propostas nas equações (4.8) e (4.10).

$$F_{c3e} = \lambda_{c3} \left[1 + \eta_{c3} \cdot \text{sgn}(v_{3e}) \right] |v_{3e}|^{n_{c3}} \quad (4.7)$$

$$v_{3e} = \dot{x}_b - \dot{x}_{ee} + (l_2 + l_4) \dot{\theta}_b - l_4 \dot{\theta}_{ee} + a_1 \dot{\phi}_b - a_1 \dot{\phi}_3 \quad (4.8)$$

$$F_{c3d} = \lambda_{c5} \left[1 + \eta_{c5} \cdot \text{sgn}(v_{3d}) \right] |v_{3d}|^{n_{c5}} \quad (4.9)$$

$$v_{3d} = \dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 + l_4) \dot{\theta}_b - l_4 \dot{\theta}_{ed} - a_1 \dot{\phi}_b + a_1 \dot{\phi}_3 \quad (4.10)$$

O amortecimento traseiro da cabine é formado por dois amortecedores em cada lado, cuja disposição real aparece na Figura 4.4 (a) e o conceito utilizado por Chen *et al.*, 2020, na Figura 4.4 (b). Logo as forças de amortecimento são expressas em função dos ângulos α e β da instalação dos amortecedores, e a partir da equação (4.2) é proposta a função não linear (4.11), para o

amortecimento traseiro esquerdo da cabine e equação (4.12) para o amortecimento traseiro direito da cabine.

$$F_{rci_e} = \lambda_{r1} \left[1 + \eta_{r1} \cdot \text{sgn} \left(\frac{v_{ce}}{\cos \alpha} \right) \right] \left| \frac{v_{ce}}{\cos \alpha} \right|^{n_{r1}} \cos \alpha + \lambda_{r2} \left[1 + \eta_{r2} \cdot \text{sgn} \left(\frac{v_{ce}}{\cos \beta} \right) \right] \left| \frac{v_{ce}}{\cos \beta} \right|^{n_{r2}} \cos \beta \quad (4.11)$$

$$F_{rci_d} = \lambda_{r1} \left[1 + \eta_{r1} \cdot \text{sgn} \left(\frac{v_{cd}}{\cos \alpha} \right) \right] \left| \frac{v_{cd}}{\cos \alpha} \right|^{n_{r1}} \cos \alpha + \lambda_{r2} \left[1 + \eta_{r2} \cdot \text{sgn} \left(\frac{v_{cd}}{\cos \beta} \right) \right] \left| \frac{v_{cd}}{\cos \beta} \right|^{n_{r2}} \cos \beta \quad (4.12)$$

Sendo v_{ce} e v_{cd} as velocidades nos pontos de fixação dos amortecedores traseiros na cabine, respectivamente equações (4.13) e (4.14).

$$V_{ce} = \dot{x}_c - \dot{x}_b + l_7 \dot{\theta}_c + (l_5 - l_7) \dot{\theta}_b + e_2 \dot{\phi}_c - e_2 \dot{\phi}_b \quad (4.13)$$

$$V_{cd} = \dot{x}_c - \dot{x}_b + l_7 \dot{\theta}_c + (l_5 - l_7) \dot{\theta}_b - e_2 \dot{\phi}_c + e_2 \dot{\phi}_b \quad (4.14)$$

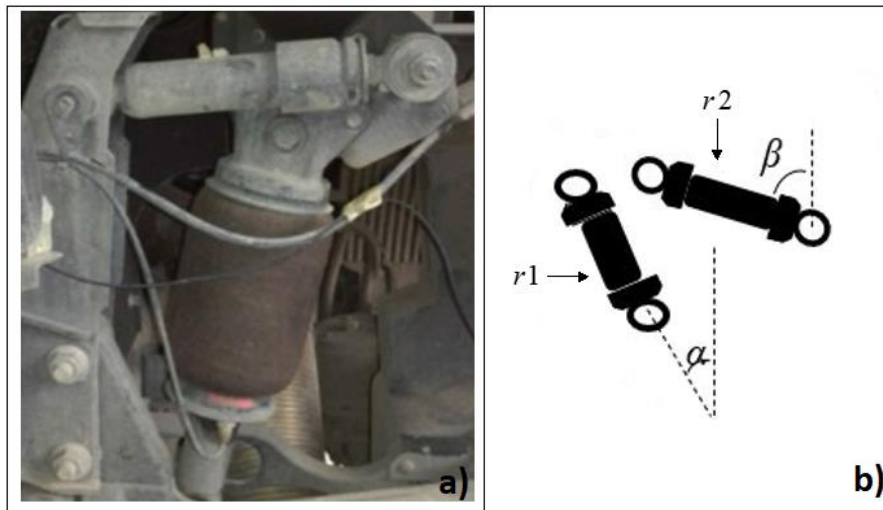


Figura 4.4 – Suspensão traseira da cabine (b), disposição conceitual dos amortecedores (b)

[Adaptado de Chen et al., 2020]

4.1.4 Equacionamento do modelo multicorpo

As Figura 4.5 e Figura 4.6 apresentam o modelo de 24 GDLs proposto, contendo demais variáveis e dimensões, respectivamente a partir das vistas laterais e vista frontal do caminhão e do semirreboque.

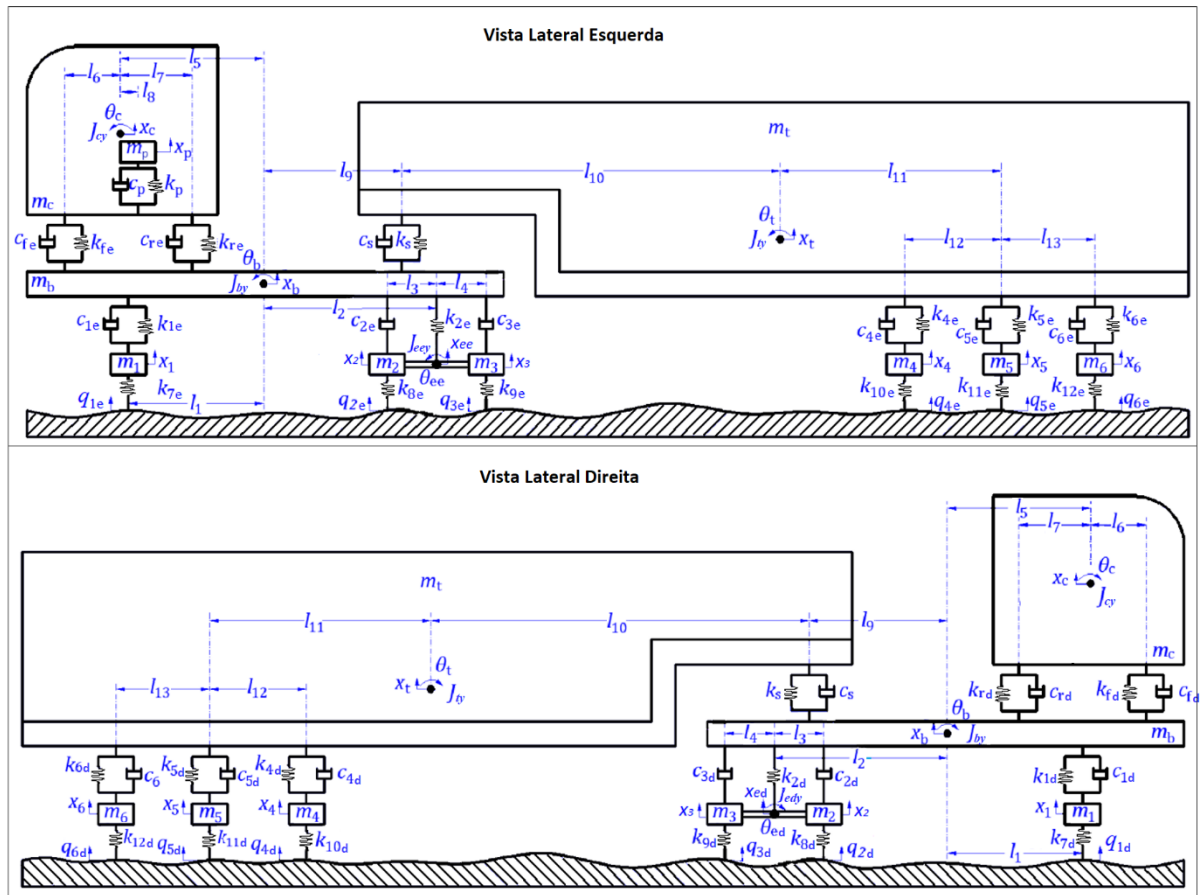


Figura 4.5 – Modelo com 24 graus de liberdade, vista lateral [Adaptado de Chen et al., 2020]

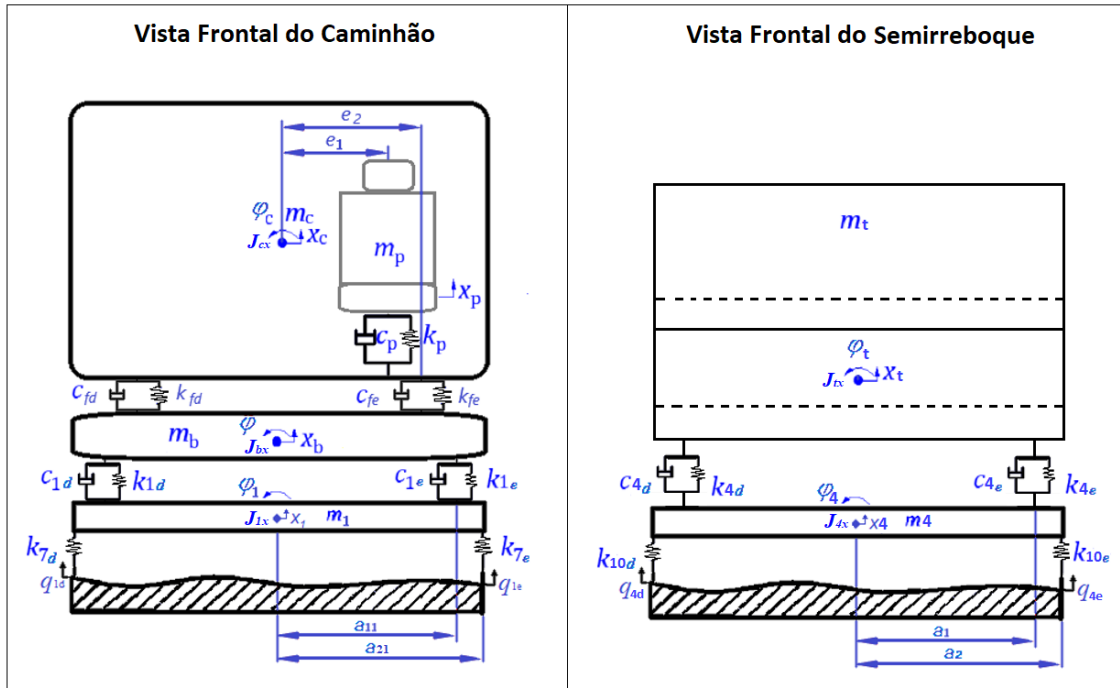


Figura 4.6 – Modelo com 24 graus de liberdade, vista frontal

A equação de Lagrange, equação (3.9), foi utilizada para encontrar as equações dinâmicas do sistema multicorpo. Para tal, a energia cinética é descrita na equação (4.15), a energia potencial na equação (4.16) e a energia dissipativa na equação (4.17) com as forças de amortecimento lineares.

$$T = \frac{1}{2} \left(\begin{aligned} & m_p \dot{x}_p^2 + m_c \dot{x}_c^2 + m_b \dot{x}_b^2 + m_1 \dot{x}_1^2 + m_{ee} \dot{x}_{ee}^2 + m_{ed} \dot{x}_{ed}^2 + m_t \dot{x}_t^2 + m_4 \dot{x}_4^2 + m_5 \dot{x}_5^2 + m_6 \dot{x}_6^2 + \\ & J_{cy} \dot{\theta}_c^2 + J_{by} \dot{\theta}_b^2 + J_{eey} \dot{\theta}_{ee}^2 + J_{edy} \dot{\theta}_{ed}^2 + J_{ty} \dot{\theta}_t^2 + \\ & J_{cx} \dot{\phi}_c^2 + J_{bx} \dot{\phi}_b^2 + J_{1x} \dot{\phi}_1^2 + J_{2x} \dot{\phi}_2^2 + J_{3x} \dot{\phi}_3^2 + J_{tx} \dot{\phi}_t^2 + J_{4x} \dot{\phi}_4^2 + J_{5x} \dot{\phi}_5^2 + J_{6x} \dot{\phi}_6^2 \end{aligned} \right) \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned}
U = \frac{1}{2} & \left[\begin{aligned}
& k_p (x_p - x_c - l_8 \theta_c - e_1 \varphi_c)^2 + \\
& k_{fe} [x_c - x_b - l_6 \theta_c + (l_5 + l_6) \theta_b + (\varphi_c - \varphi_b) e_2]^2 + k_{fd} [x_c - x_b - l_6 \theta_c + (l_5 + l_6) \theta_b - (\varphi_c - \varphi_b) e_2]^2 + \\
& k_{re} [x_c - x_b + l_7 \theta_c + (l_5 - l_7) \theta_b + (\varphi_c - \varphi_b) e_2]^2 + k_{rd} [x_c - x_b + l_7 \theta_c + (l_5 - l_7) \theta_b - (\varphi_c - \varphi_b) e_2]^2 + \\
& k_s (x_t - x_b - l_{10} \theta_t - l_9 \theta_b)^2 + \\
& k_{1e} [x_b - x_1 - l_1 \theta_b + (\varphi_b - \varphi_1) a_1]^2 + k_{1d} [x_b - x_1 - l_1 \theta_b - (\varphi_b - \varphi_1) a_1]^2 + \\
& k_{2e} [x_b - x_{ee} + l_2 \theta_b + (\varphi_b - \varphi_2) a_1 + (\varphi_b - \varphi_3) a_1]^2 + k_{2d} [x_b - x_{ed} + l_2 \theta_b - (\varphi_b - \varphi_2) a_1 - (\varphi_b - \varphi_3) a_1]^2 + \\
& k_{4e} [x_t - x_4 + (l_{11} - l_{12}) \theta_t + (\varphi_t - \varphi_4) a_1]^2 + k_{4d} [x_t - x_4 + (l_{11} - l_{12}) \theta_t - (\varphi_t - \varphi_4) a_1]^2 + \\
& k_{5e} [x_t - x_5 + l_{11} \theta_t + (\varphi_t - \varphi_5) a_1]^2 + k_{5d} [x_t - x_5 + l_{11} \theta_t - (\varphi_t - \varphi_5) a_1]^2 + \\
& k_{6e} [x_t - x_6 + (l_{11} + l_{13}) \theta_t + (\varphi_t - \varphi_6) a_1]^2 + k_{6d} [x_t - x_6 + (l_{11} + l_{13}) \theta_t - (\varphi_t - \varphi_6) a_1]^2 + \\
& k_{7e} (x_1 - q_{1e} + \varphi_1 a_2)^2 + k_{7d} (x_1 - q_{1e} - \varphi_1 a_2)^2 + \\
& k_{8e} (x_{ee} - q_{2e} - l_3 \theta_{ee} + \varphi_2 a_2)^2 + k_{8d} (x_{ed} - q_{2d} - l_3 \theta_{ed} - \varphi_2 a_2)^2 + \\
& k_{9e} (x_{ee} - q_{3e} + l_4 \theta_{ee} + \varphi_3 a_2)^2 + k_{9d} (x_{ed} - q_{3d} + l_4 \theta_{ed} - \varphi_3 a_2)^2 + \\
& k_{10e} (x_4 - q_{4e} + \varphi_4 a_2)^2 + k_{10d} (x_4 - q_{4d} - \varphi_4 a_2)^2 + \\
& k_{11e} (x_5 - q_{5e} + \varphi_5 a_2)^2 + k_{11d} (x_5 - q_{5d} - \varphi_5 a_2)^2 + \\
& k_{12e} (x_6 - q_{6e} + \varphi_6 a_2)^2 + k_{12d} (x_6 - q_{6d} - \varphi_6 a_2)^2
\end{aligned} \right] \quad (4.16)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
D = \frac{1}{2} & \left[\begin{aligned}
& c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_c - l_8 \dot{\theta}_c - e_1 \dot{\varphi}_c)^2 + \\
& c_{fe} [\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6 \dot{\theta}_c + (l_5 + l_6) \dot{\theta}_b + (\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_b) e_2]^2 + c_{fd} [\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6 \dot{\theta}_c + (l_5 + l_6) \dot{\theta}_b - (\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_b) e_2]^2 + \\
& F_{cri_e} [\dot{x}_c - \dot{x}_b + l_7 \dot{\theta}_c + (l_5 - l_7) \dot{\theta}_b + (\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_b) e_2]^2 + F_{cri_d} [\dot{x}_c - \dot{x}_b + l_7 \dot{\theta}_c + (l_5 - l_7) \dot{\theta}_b - (\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_b) e_2]^2 + \\
& c_s (\dot{x}_t - \dot{x}_b - l_{10} \dot{\theta}_t - l_9 \dot{\theta}_b)^2 + \\
& c_{1e} [\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta}_b + (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_1) a_1]^2 + c_{1d} [\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta}_b - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_1) a_1]^2 + \\
& F_{c2e} [\dot{x}_b - \dot{x}_{ee} + (l_2 - l_3) \dot{\theta}_b + l_3 \dot{\theta}_{ee} + (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_2) a_1]^2 + F_{c2d} [\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 - l_3) \dot{\theta}_b + l_3 \dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_2) a_1]^2 + \\
& F_{c3e} [\dot{x}_b - \dot{x}_{ee} + (l_2 + l_4) \dot{\theta}_b - l_4 \dot{\theta}_{ee} + (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_3) a_1]^2 + F_{c3d} [\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 + l_4) \dot{\theta}_b - l_4 \dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_3) a_1]^2 + \\
& c_{4e} [\dot{x}_t - \dot{x}_4 + (l_{11} - l_{12}) \dot{\theta}_t + (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_4) a_1]^2 + c_{4d} [\dot{x}_t - \dot{x}_4 + (l_{11} - l_{12}) \dot{\theta}_t - (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_4) a_1]^2 + \\
& c_{5e} [\dot{x}_t - \dot{x}_5 + l_{11} \dot{\theta}_t + (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_5) a_1]^2 + c_{5d} [\dot{x}_t - \dot{x}_5 + l_{11} \dot{\theta}_t - (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_5) a_1]^2 + \\
& c_{6e} [\dot{x}_t - \dot{x}_6 + (l_{11} + l_{13}) \dot{\theta}_t + (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_6) a_1]^2 + c_{6d} [\dot{x}_t - \dot{x}_6 + (l_{11} + l_{13}) \dot{\theta}_t - (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_6) a_1]^2
\end{aligned} \right] \quad (4.17)
\end{aligned}$$

Derivando as equações através do método de Lagrange, tem-se que a equação de movimento para cada grau de liberdade, em que se considera as forças de amortecimento não lineares descritas na Seção 4.1.3. Referente ao primeiro grau de liberdade do modelo, a equação do movimento vertical do assento, x_p , é dada pela Equação (4.18).

$$m_p \ddot{x}_p = -k_p (x_p - x_c - l_8 \theta_c - e_1 \varphi_c) - c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_c - l_8 \dot{\theta}_c - e_1 \dot{\varphi}_c) \quad (4.18)$$

Derivando para o segundo grau de liberdade tem-se o movimento vertical da cabine, x_c , conforme a Equação (4.19).

$$\begin{aligned}
m_c \ddot{x}_c = & k_p (x_p - x_c - l_8 \theta_c - e_1 \varphi_c) + c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_c - l_8 \dot{\theta}_c - e_1 \dot{\varphi}_c) - (k_{fd} + k_{fe}) (x_c - x_b - l_6 \theta_c + (l_5 + l_6) \theta_b) \\
& + (k_{fd} - k_{fe}) (e_2 \varphi_c - e_2 \varphi_b) - (c_{fd} + c_{fe}) (\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6 \dot{\theta}_c + (l_5 + l_6) \dot{\theta}_b) + (c_{fd} - c_{fe}) (e_2 \dot{\varphi}_c - e_2 \dot{\varphi}_b) \\
& - (k_{rd} + k_{re}) (x_c - x_b + l_7 \theta_c + (l_5 - l_7) \theta_b) + (k_{rd} - k_{re}) (e_2 \varphi_c - e_2 \varphi_b) - 0,5 (F_{rci_e} + F_{rci_d})
\end{aligned} \quad (4.19)$$

A Equação (4.20) refere-se ao terceiro grau de liberdade, movimento de arfagem da cabine, θ_c .

$$\begin{aligned}
J_{cy} \ddot{\theta}_c = & \left[(k_{fd} + k_{fe}) (x_c - x_b - l_6 \theta_c + (l_5 + l_6) \theta_b) + (k_{fe} - k_{fd}) (e_2 \varphi_c - e_2 \varphi_b) \right. \\
& \left. + (c_{fd} + c_{fe}) (\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6 \dot{\theta}_c + (l_5 + l_6) \dot{\theta}_b) + (c_{fd} - c_{fe}) (e_2 \dot{\varphi}_c - e_2 \dot{\varphi}_b) \right] l_6 \\
& + \left[k_p (x_p - x_c - l_8 \theta_c - e_1 \varphi_c) + c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_c - l_8 \dot{\theta}_c - e_1 \dot{\varphi}_c) \right] l_8 \\
& - \left\{ (k_{rd} + k_{re}) [x_c - x_b + l_7 \theta_c + (l_5 - l_7) \theta_b] + (k_{rd} - k_{re}) (e_2 \varphi_c - e_2 \varphi_b) - 0,5 (F_{rci_e} + F_{rci_d}) \right\} l_7
\end{aligned} \quad (4.20)$$

A Equação (4.21) refere-se ao quarto grau de liberdade, movimento vertical do chassi do cavalo trator, x_b .

$$\begin{aligned}
m_b \ddot{x}_b = & (k_{fd} + k_{fe}) [x_c - x_b - l_6 \theta_c + (l_5 + l_6) \theta_b] + (k_{fd} - k_{fe}) (e_2 \varphi_c - e_2 \varphi_b) \\
& + (c_{fd} + c_{fe}) [\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6 \dot{\theta}_c + (l_5 + l_6) \dot{\theta}_b] + (c_{fd} - c_{fe}) (e_2 \dot{\varphi}_c - e_2 \dot{\varphi}_b) \\
& + (k_{rd} + k_{re}) [x_c - x_b + l_7 \theta_c + (l_5 - l_7) \theta_b] + (k_{rd} - k_{re}) (e_2 \varphi_c - e_2 \varphi_b) \\
& + k_s (x_t - x_b - l_{10} \theta_t - l_9 \theta_b) + c_s (\dot{x}_t - \dot{x}_b - l_{10} \dot{\theta}_t - l_9 \dot{\theta}_b) - (k_{1d} + k_{1e}) (x_b - x_1 - l_1 \theta_b) \\
& + (k_{1d} - k_{1e}) a_1 \varphi_b - (c_{1d} + c_{1e}) (\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta}_b) + (c_{1d} - c_{1e}) a_1 \dot{\varphi}_b \\
& - (k_{2d} + k_{2e}) (x_b - x_e + l_2 \theta_b) + (k_{2d} - k_{2e}) a_1 \varphi_b + 0,5 (F_{rci_e} + l_7 F_{rci_d} - F_{C2e} - F_{C2d} - F_{C3e} - F_{C3d})
\end{aligned} \quad (4.21)$$

A arfagem do chassi do cavalo trator, θ_b , é representada pelo quinto grau de liberdade, Equação (4.22).

$$\begin{aligned}
J_{by}\ddot{\theta}_b = & \left[(k_{1d} + k_{1e})(x_b - x_1 - l_1\theta_b) + (k_{1d} - k_{1e})(a_1\varphi_b - a_1\varphi_1) \right] l_1 \\
& + (c_{1d} + c_{1e})(\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1\dot{\theta}_b) + (c_{1d} - c_{1e})(c_1\dot{\varphi}_b - a_1\dot{\varphi}_1) \\
& + \left[k_s(x_t - x_b - l_{10}\theta_t - l_9\theta_b) + c_s(\dot{x}_t - \dot{x}_b - l_{10}\dot{\theta}_t - l_9\dot{\theta}_b) \right] l_9 \\
& - \left\{ (k_{fd} + k_{fe})[x_c - x_b - l_6\theta_c + (l_5 + l_6)\theta_b] + (k_{fd} - k_{fe})(e_2\varphi_c - e_2\varphi_b) \right\} (l_5 + l_6) \\
& + (c_{fd} + c_{fe})[\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6\dot{\theta}_c + (l_5 + l_6)\dot{\theta}_b] + (c_{fd} - c_{fe})(e_2\dot{\varphi}_c - e_2\dot{\varphi}_b) \\
& - \left\{ (k_{rd} + k_{re})[x_c - x_b + l_7\theta_c + (l_5 - l_7)\theta_b] + (k_{rd} - k_{re})(e_2\varphi_c - e_2\varphi_b) + F_{rci} \right\} (l_5 - l_7) \\
& - l_2k_{2e}[x_b - x_{ee} + l_2\theta_b + (\varphi_b - \varphi_2)a_1 + (\varphi_b - \varphi_3)a_1] \\
& - l_2k_{2d}(x_b - x_{ed} + l_2\theta_b - (\varphi_b - \varphi_2)a_1 - (\varphi_b - \varphi_3)a_1) + 0,5(F_{rc_{-e}} + F_{rc_{-d}})(l_7 - l_5) \\
& - 0,5l_2(F_{C_{2e}} + F_{C_{2d}} + F_{C_{3e}} + F_{C_{3d}}) + 0,5l_3(F_{C_{2e}} + F_{C_{2d}}) - 0,5l_4(F_{C_{3e}} + F_{C_{3d}})
\end{aligned} \tag{4.22}$$

O movimento vertical do eixo dianteiro do caminhão, x_1 , é descrito pelo sexto grau de liberdade, Equação (4.23).

$$\begin{aligned}
m_1\ddot{x}_1 = & (k_{1d} + k_{1e})(x_b - x_1 - l_1\theta_b) + (k_{1e} - k_{1d})(a_1\varphi_b - a_1\varphi_1) \\
& + (c_{1d} + c_{1e})(\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1\dot{\theta}_b) + (c_{1e} - c_{1d})(a_1\dot{\varphi}_b - a_1\dot{\varphi}_1) \\
& - k_{7e}(x_1 - q_{1e} + a_2\varphi_1) - k_{7d}(x_1 - q_{1d} - a_2\varphi_1)
\end{aligned} \tag{4.23}$$

O movimento vertical da suspensão traseira esquerda do caminhão, x_{ee} , do eixo em *tandem*, é descrito pelo sétimo grau de liberdade, Equação (4.24).

$$\begin{aligned}
m_{ee}\ddot{x}_{ee} = & -k_{2e}[x_b - x_{ee} + l_2\theta_b + (\varphi_b - \varphi_2)a_1 + (\varphi_b - \varphi_3)a_1] - k_{8e}(x_{ee} - q_{2e} - l_3\theta_{ee} + \varphi_2a_2) \\
& + k_{9e}(x_{ee} - q_{3e} + l_4\theta_{ee} + \varphi_3a_2) + q_{2e}k_{8e} + q_{3e}k_{9e} + 0,5(F_{C_{2e}} + F_{C_{3e}})
\end{aligned} \tag{4.24}$$

A arfagem da suspensão esquerda, x_{ee} , ao eixo em *tandem* é descrita pela Equação (4.25), representando o oitavo grau de liberdade do sistema.

$$\begin{aligned}
J_{ey}\ddot{\theta}_{ee} = & l_3k_{8e}(x_{ee} - q_{2e} - l_3\theta_{ee} + \varphi_2a_2) - l_4k_{9e}(x_{ee} - q_{3e} + l_4\theta_{ee} + \varphi_3a_2) \\
& + 0,5(l_4F_{C_{3e}} - l_3F_{C_{2e}}) - l_3k_{8e}q_{2e} + l_4k_{9e}q_{3e}
\end{aligned} \tag{4.25}$$

O nono grau de liberdade corresponde ao movimento vertical do semirreboque, x_t , como mostra a Equação (4.26).

$$\begin{aligned}
m_t \ddot{x}_t = & -k_s (x_t - x_b - l_{10} \theta_t - l_9 \theta_b) - c_s (\dot{x}_t - \dot{x}_b - l_{10} \dot{\theta}_t - l_9 \dot{\theta}_b) - (k_{4d} + k_{4e}) [x_t - x_4 + (l_{11} - l_{12}) \theta_t] \\
& + (k_{4d} - k_{4e}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_4) - (c_{4d} + c_{4e}) [\dot{x}_t - \dot{x}_4 + (l_{11} - l_{12}) \dot{\theta}_t] + (c_{4d} - c_{4e}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_4) \\
& - (k_{5d} + k_{5e}) (x_t - x_5 + l_{11} \theta_t) + (k_{5d} - k_{5e}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_5) - (c_{5d} + c_{5e}) (\dot{x}_t - \dot{x}_5 + l_{11} \dot{\theta}_t) \\
& + (c_{5d} - c_{5e}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_5) - (k_{6d} + k_{6e}) [x_t - x_6 + (l_{11} + l_{13}) \theta_t] + (k_{6d} - k_{6e}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_6) \\
& - (c_{6d} + c_{6e}) [\dot{x}_t - \dot{x}_6 + (l_{11} + l_{13}) \dot{\theta}_t] + (c_{6d} - c_{6e}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_6)
\end{aligned} \tag{4.26}$$

Já a arfagem do semirreboque, θ_t , é representada pela Equação (4.27).

$$\begin{aligned}
J_{ty} \ddot{\theta}_t = & \left[k_s (x_t - x_b - l_{10} \theta_t - l_9 \theta_b) + c_s (\dot{x}_t - \dot{x}_b - l_{10} \dot{\theta}_t - l_9 \dot{\theta}_b) \right] l_{10} \\
& - \left\{ \begin{aligned} & (k_{6d} + k_{6e}) [x_t - x_6 + (l_{11} + l_{13}) \theta_t] + (k_{6e} - k_{6d}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_6) \\ & + (c_{6d} + c_{6e}) [\dot{x}_t - \dot{x}_6 + (l_{11} + l_{13}) \dot{\theta}_t] + (c_{6e} - c_{6d}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_6) \end{aligned} \right\} (l_{11} + l_{13}) \\
& - \left\{ \begin{aligned} & (k_{4d} + k_{4e}) [x_t - x_4 + (l_{11} - l_{12}) \theta_t] + (k_{4e} - k_{4d}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_4) \\ & + (c_{4d} + c_{4e}) [\dot{x}_t - \dot{x}_4 + (l_{11} - l_{12}) \dot{\theta}_t] + (c_{4e} - c_{4d}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_4) \end{aligned} \right\} (l_{11} - l_{12}) \\
& - \left[\begin{aligned} & (k_{5d} + k_{5e}) (x_t - x_5 + l_{11} \theta_t) + (k_{5e} - k_{5d}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_5) \\ & + (c_{5d} + c_{5e}) (\dot{x}_t - \dot{x}_5 + l_{11} \dot{\theta}_t) + (c_{5e} - c_{5d}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_5) \end{aligned} \right] l_{11}
\end{aligned} \tag{4.27}$$

As Equações (4.28), (4.29) e (4.30) representam, respectivamente as equações de movimento vertical de cada um dos eixos do semirreboque, x_4 , x_5 e x_6 .

$$\begin{aligned}
m_4 \ddot{x}_4 = & (k_{4d} + k_{4e}) [x_t - x_4 + (l_{11} - l_{12}) \theta_t] + (k_{4e} - k_{4d}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_4) \\
& + (c_{4d} + c_{4e}) [\dot{x}_t - \dot{x}_4 + (l_{11} - l_{12}) \dot{\theta}_t] + (c_{4e} - c_{4d}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_4) \\
& - k_{10e} (x_4 - q_{4e} + a_2 \varphi_4) - k_{10d} (x_4 - q_{4d} - a_2 \varphi_4)
\end{aligned} \tag{4.28}$$

$$\begin{aligned}
m_5 \ddot{x}_5 = & (k_{5d} + k_{5e}) (x_t - x_5 + l_{11} \theta_t) + (k_{5e} - k_{5d}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_5) \\
& + (c_{5d} + c_{5e}) (\dot{x}_t - \dot{x}_5 + l_{11} \dot{\theta}_t) + (c_{5e} - c_{5d}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_5) \\
& - k_{11e} (x_5 - q_{5e} + a_2 \varphi_5) - k_{11d} (x_5 - q_{5d} - a_2 \varphi_5)
\end{aligned} \tag{4.29}$$

$$\begin{aligned}
m_6 \ddot{x}_6 = & (k_{6d} + k_{6e}) [x_t - x_6 + (l_{11} + l_{13}) \theta_t] + (k_{6e} - k_{6d}) (a_1 \varphi_t - a_1 \varphi_6) \\
& + (c_{6d} + c_{6e}) [\dot{x}_t - \dot{x}_6 + (l_{11} + l_{13}) \dot{\theta}_t] + (c_{6e} - c_{6d}) (a_1 \dot{\varphi}_t - a_1 \dot{\varphi}_6) \\
& - k_{12e} (x_6 - q_{6e} + a_2 \varphi_6) - k_{12d} (x_6 - q_{6d} - a_2 \varphi_6)
\end{aligned} \tag{4.30}$$

A seguir é apresentado as equações que representam os movimentos de rolagem dos corpos. A Equação (4.31) descreve o movimento de rolagem da cabine, φ_c , sendo o décimo quarto grau de liberdade do modelo.

$$\begin{aligned}
J_{cx}\ddot{\varphi}_c = & \left[k_p (x_p - x_c - l_8\theta_c - e_1\varphi_c) + c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_c - l_8\dot{\theta}_c - e_1\dot{\varphi}_c) \right] e_1 + \\
& \left\{ (k_{fd} - k_{fe}) [x_c - x_b - l_6\theta_c + (l_5 + l_6)\theta_b] \right. \\
& \left. + (c_{fd} - c_{fe}) [\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6\dot{\theta}_c + (l_5 + l_6)\dot{\theta}_b] \right\} e_2 \\
& - \left[(k_{fd} + k_{fe})(e_2\varphi_c - e_2\varphi_b) + (c_{fd} + c_{fe})(e_2\dot{\varphi}_c - e_2\dot{\varphi}_b) \right] e_2 \\
& + \left\{ (k_{rd} - k_{re}) [x_c - x_b + l_7\theta_c + (l_5 - l_7)\theta_b] \right. \\
& \left. + (c_{rd} - c_{re}) [\dot{x}_c - \dot{x}_b + l_7\dot{\theta}_c + (l_5 - l_7)\dot{\theta}_b] \right\} e_2 \\
& - \left[(k_{rd} + k_{re})(e_2\varphi_c - e_2\varphi_b) + 0,5(F_{rci_e} - F_{rci_d}) \right] e_2
\end{aligned} \tag{4.31}$$

A Equação (4.32) descreve o movimento de rolagem do chassi do cavalo trator φ_b .

$$\begin{aligned}
J_{bx}\ddot{\varphi}_b = & e_2c_{fe} [\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6\dot{\theta}_c + (l_5 + l_6)\dot{\theta}_b + (\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_b)e_2] - e_2c_{fd} [\dot{x}_c - \dot{x}_b - l_6\dot{\theta}_c + (l_5 + l_6)\dot{\theta}_b - (\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_b)e_2] \\
& - a_1c_{1e} [\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1\dot{\theta}_b + (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_1)a_1] + a_1c_{1d} [\dot{x}_b - \dot{x}_1 - l_1\dot{\theta}_b - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_1)a_1] \\
& + e_2k_{fe} [x_c - x_b - l_6\theta_c + (l_5 + l_6)\theta_b + (\varphi_c - \varphi_b)e_2] - e_2k_{fd} [x_c - x_b - l_6\theta_c + (l_5 + l_6)\theta_b - (\varphi_c - \varphi_b)e_2] \\
& + e_2k_{re} [x_c - x_b + l_7\theta_c + (l_5 - l_7)\theta_b + (\varphi_c - \varphi_b)e_2] - e_2k_{rd} [x_c - x_b + l_7\theta_c + (l_5 - l_7)\theta_b - (\varphi_c - \varphi_b)e_2] \\
& - a_1k_{1e} [x_b - x_1 - l_1\theta_b + (\varphi_b - \varphi_1)a_1] + a_1k_{1d} [x_b - x_1 - l_1\theta_b - (\varphi_b - \varphi_1)a_1] \\
& - 2a_1k_{2e} [x_b - x_{ee} + l_2\theta_b + (\varphi_b - \varphi_2)a_1 + (\varphi_b - \varphi_3)a_1] + 2a_1k_{2d} [x_b - x_{ed} + l_2\theta_b - (\varphi_b - \varphi_2)a_1 - (\varphi_b - \varphi_3)a_1] \\
& + 0,5[e_2(F_{rci_e} - F_{rci_d}) + a_1(F_{C2d} - F_{C2e} - F_{C3e} + F_{C3d})]
\end{aligned} \tag{4.32}$$

A Equação (4.33) descreve o movimento de rolagem do eixo dianteiro do caminhão φ_1 .

$$\begin{aligned}
J_{1x}\ddot{\varphi}_1 = & k_{7d} (x_1 - a_2\varphi_1 - q_{1d})a_2 - k_{7e} (x_1 + a_2\varphi_1 - q_{1e})a_2 \\
& + (k_{1d} + k_{1e})(a_1\varphi_b - a_1\varphi_1)a_1 + (c_{1d} + c_{1e})(a_1\dot{\varphi}_b - a_1\dot{\varphi}_1)a_1
\end{aligned} \tag{4.33}$$

A rolagem do eixo 2, φ_2 , pertencente à suspensão em *tandem* e 17° GDL, é descrita pela Equação (4.34).

$$\begin{aligned}
J_{2x}\ddot{\phi}_2 = & +a_1c_{2e} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ee} + (l_2 - l_3)\dot{\theta}_b + l_3\dot{\theta}_{ee} + (\dot{\phi}_b - \dot{\phi}_2)a_1 \right] \\
& -a_1c_{2d} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 - l_3)\dot{\theta}_b + l_3\dot{\theta}_{ed} - (\dot{\phi}_b - \dot{\phi}_2)a_1 \right] \\
& +a_1k_{2e} \left[x_b - x_{ee} + l_2\theta_b + (\varphi_b - \varphi_2)a_1 + (\varphi_b - \varphi_3)a_1 \right] \\
& -a_1k_{2d} \left(x_b - x_{ed} + l_2\theta_b - (\varphi_b - \varphi_2)a_1 - (\varphi_b - \varphi_3)a_1 \right) \\
& -a_2k_{8e} (x_{ee} - q_{2e} - l_3\theta_{ee} + \varphi_2a_2) + a_2k_{8d} (x_{ed} - q_{2d} - l_3\theta_{ed} - \varphi_2a_2) \\
& +0,5a_1 (F_{c_{2e}} - F_{c_{2d}}) = 0
\end{aligned} \tag{4.34}$$

A Equação (4.35) descreve a rolagem do semirreboque, φ_t , e representa, o décimo oitavo grau de liberdade do modelo.

$$J_{tx}\ddot{\phi}_t = - \left[\begin{aligned} & (k_{6d} + k_{6e})(a_1\varphi_t - a_1\varphi_6) + (c_{6d} + c_{6e})(a_1\dot{\varphi}_t - a_1\dot{\varphi}_6) \\ & + (k_{4d} + k_{4e})(a_1\varphi_t - a_1\varphi_4) + (c_{4d} + c_{4e})(a_1\dot{\varphi}_t - a_1\dot{\varphi}_4) \\ & + (k_{5d} + k_{5e})(a_1\varphi_t - a_1\varphi_5) + (c_{5d} + c_{5e})(a_1\dot{\varphi}_t - a_1\dot{\varphi}_5) \end{aligned} \right] a_1 \tag{4.35}$$

As rolagens dos eixos do semirreboque são representadas, respectivamente, por φ_4 , φ_5 e φ_6 , conforme as equações (4.36), (4.37) e (4.38).

$$\begin{aligned}
J_{4x}\ddot{\phi}_4 = & (k_{4d} + k_{4e})(a_1\varphi_t - a_1\varphi_4)a_1 + (c_{4d} + c_{4e})(a_1\dot{\varphi}_t - a_1\dot{\varphi}_4)a_1 \\
& - (k_{10d} + k_{10e})(a_2\varphi_4)a_2 + k_{10e}q_{4e}a_2 - k_{10d}q_{4d}a_2
\end{aligned} \tag{4.36}$$

$$\begin{aligned}
J_{5x}\ddot{\phi}_5 = & (k_{5d} + k_{5e})(a_1\varphi_t - a_1\varphi_5)a_1 + (c_{5d} + c_{5e})(a_1\dot{\varphi}_t - a_1\dot{\varphi}_5)a_1 \\
& + (k_{11d} + k_{11e})(a_2\varphi_5)a_2 + k_{11e}q_{5e}a_2 - k_{11d}q_{5d}a_2
\end{aligned} \tag{4.37}$$

$$\begin{aligned}
J_{6x}\ddot{\phi}_6 = & k_{6d}a_1^2\varphi_t + k_{6e}a_1^2\varphi_t - k_{6d}a_1^2\varphi_6 - k_{6e}a_1^2\varphi_6 + c_{6d}a_1^2\dot{\varphi}_t + c_{6e}a_1^2\dot{\varphi}_t \\
& - c_{6d}a_1^2\dot{\varphi}_6 - c_{6e}a_1^2\dot{\varphi}_6 + k_{12d}a_2^2\varphi_6 + k_{12e}a_2^2\varphi_6 + k_{12e}q_{6e}a_2 - k_{12d}q_{6d}a_2
\end{aligned} \tag{4.38}$$

O vigésimo segundo grau de liberdade descreve o movimento vertical da suspensão traseira direita do caminhão trator, eixos em *tandem*, x_{ed} , de acordo com a equação (4.39).

$$\begin{aligned}
m_{ed}\ddot{x}_{ed} &= c_{2d} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 - l_3)\dot{\theta}_b + l_3\dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_2)a_1 \right] \\
&+ c_{3d} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 + l_4)\dot{\theta}_b - l_4\dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_3)a_1 \right] \\
&+ k_{2d} (x_b - x_{ed} + l_2\theta_b - (\varphi_b - \varphi_2)a_1 - (\varphi_b - \varphi_3)a_1) + 0,5(F_{c_{2d}} + F_{c_{3d}}) = 0
\end{aligned} \tag{4.39}$$

Já a arfagem da mesma suspensão, θ_{ed} , é descrita pela equação (4.40).

$$\begin{aligned}
J_{edy}\ddot{\theta}_{ed} &= -l_3c_{2d} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 - l_3)\dot{\theta}_b + l_3\dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_2)a_1 \right] \\
&+ l_4c_{3d} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 + l_4)\dot{\theta}_b - l_4\dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_3)a_1 \right] \\
&+ k_{2d} (x_b - x_{ed} + l_2\theta_b - (\varphi_b - \varphi_2)a_1 - (\varphi_b - \varphi_3)a_1) + 0,5(l_4F_{c_{3d}} - l_3F_{c_{3e}}) = 0
\end{aligned} \tag{4.40}$$

E o movimento de rolagem do terceiro eixo do caminhão trator, φ_3 , é descrito pela equação (4.41).

$$\begin{aligned}
J_{3x}\ddot{\varphi}_3 &= a_1c_{3e} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ee} + (l_2 + l_4)\dot{\theta}_b - l_4\dot{\theta}_{ee} + (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_3)a_1 \right] \\
&- a_1c_{3d} \left[\dot{x}_b - \dot{x}_{ed} + (l_2 + l_4)\dot{\theta}_b - l_4\dot{\theta}_{ed} - (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_3)a_1 \right] \\
&+ a_1k_{2e} \left[x_b - x_{ee} + l_2\theta_b + (\varphi_b - \varphi_2)a_1 + (\varphi_b - \varphi_3)a_1 \right] \\
&- a_1k_{2d} (x_b - x_{ed} + l_2\theta_b - (\varphi_b - \varphi_2)a_1 - (\varphi_b - \varphi_3)a_1) \\
&- a_2k_{9e} (x_{ee} - q_{3e} + l_4\theta_{ee} + \varphi_3a_2) - a_2k_{9d} (x_{ed} - q_{3d} + l_4\theta_{ed} - \varphi_3a_2) \\
&+ 0,5a_1 (F_{c_{3e}} - F_{c_{3d}}) = 0
\end{aligned} \tag{4.41}$$

Após definidas as equações de movimento para cada grau de liberdade, é possível formular a equação de movimento do modelo completo, descrita de forma matricial de acordo com a Equação (3.5).

4.1.5 Dimensões e parâmetros do modelo

Na elaboração do modelo se considerou as dimensões estabelecidas por Chen et al., 2020, além das dimensões necessárias para sua extensão no modelo completo, conforme mostrado na Figura 4.5 e Figura 4.6, as quais são definidas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dimensões do modelo

Variável	Descrição	Valor
l_1	Distância entre o pneu dianteiro e o centro de massa do chassi	1,0 m
l_2	Distância entre a suspensão traseira e o centro da massa da massa do chassi	2,975 m
l_3	Distância entre o segundo eixo e o centro da suspensão equivalente	0,675 m
l_4	Distância entre o terceiro eixo e o centro da suspensão equivalente	0,675 m
l_5	Distância entre os centros de massas da cabine e do chassi	1,152 m
l_6	Distância entre o centro de massa da cabine e a suspensão frontal da cabine	1,015 m
l_7	Distância entre o centro de massa da cabine e a suspensão traseira da cabine	1,073 m
l_8	Distância entre o centro de massa da cabine e o assento do motorista	0,165 m
l_9	Distância entre o centro da massa da massa suspensa e a quinta roda	2,725 m
l_{10}	Distância entre o centro da massa do semirreboque e a quinta roda	5,295 m
l_{11}	Distância entre o centro de massa do semirreboque e o quinto eixo	2,755 m
l_{12}	Distância entre o quarto e o quinto eixo da carreta	1,36 m
l_{13}	Distância entre o quinto e o sexto eixo da carreta	1,36 m
e_1	Distância entre o assento do motorista e o centro de massa da cabine	0,450 m
e_2	Distância entre a suspensão da cabine e o centro de massa da cabine	0,800 m
a_{11}	Distância entre a fixação da suspensão e o centro do eixo 1	0,693 m
a_{21}	Distância entre o centro do pneu e o centro do veículo no eixo 1	0,829 m
a_1	Distância entre a fixação da suspensão e o centro nos eixos 2 a 6	0,770 m
a_2	Distância entre o centro do pneu e o centro do veículo nos demais eixos	0,921 m

Os parâmetros da CVC, tais como massas, momentos de inércia de massa, coeficientes de amortecimento e rigidez das molas, que são apresentadas na Figura 4.5 e Figura 4.6, encontram-se definidas na Tabela 4.2, com base nos valores de Chen et al., 2020, para um modelo 2D. Os momentos de inércia de massa da cabine, do chassi do caminhão e dos eixos da CVC são extraídos da biblioteca do TruckSim. O momento de inercia de massa referente à rolagem do semirreboque está melhor explicado na Seção 4.3.

Tabela 4.2 – Parâmetros do modelo

Símbolo	Descrição	Valor
m_p	Massa do assento + massa do motorista	100 kg
m_c	Massa da cabine	1150 kg
m_b	Massa suspensa chassi do cavalo trator	4700 kg
m_1	Massa do eixo dianteiro	600 kg
m_2	Massa do eixo 2 do cavalo trator	775 kg
m_3	Massa do eixo 3 do cavalo trator	775 kg
m_t	Massa do semirreboque carregado	34000 kg
m_{ee}	Massa da suspensão equivalente lado esquerdo	775 kg
m_{ed}	Massa da suspensão equivalente lado direito	775 kg
m_4, m_5, m_6	Massas dos eixos 4, 5 e 6, eixos do semirreboque	775 kg
J_{cy}	Inércia rot. de arfagem da cabine	800 kg.m ²
J_{by}	Inércia rot. de arfagem do chassi do cavalo trator	50000 kg.m ²
J_{eey}	Inércia rot. de arfagem da susp. equivalente esquerda	307,5 kg.m ²
J_{edy}	Inércia rot. de arfagem da susp. equivalente direita	307,5 kg.m ²
J_{ty}	Inércia rot. de arfagem do semirreboque	450000 kg.m ²
J_{cx}	Inércia rot. de rolagem da cabine	100 kg.m ²
J_{bx}	Inércia rot. de rolagem do chassi do cavalo trator	2900 kg.m ²
J_{1x}	Inércia rot. do eixo 1 CVC	335 kg.m ²
J_{2x}	Inércia rot. de rolagem da susp. eixo 2 CVC	335 kg.m ²
J_{3x}	Inércia rot. de rolagem da susp. eixo 3 CVC	335 kg.m ²
J_{tx}	Inércia rot. de rolagem do semirreboque	28611 kg.m ²
J_{4x}, J_{5x}, J_{6x}	Inércia rot. de rolagem dos eixos do semirreboque	265 kg.m ²
k_p	Rigidez do assento	20000 N/m
k_{fd}, k_{fe}	Rigidez da suspensão frontal direita e esquerda da cabine	24000 N/m
k_{rd}, k_{re}	Rigidez da suspensão traseira direita e esquerda da cabine	20000 N/m
k_s	Rigidez da quinta roda	2000000 N/m
k_{1d}, k_{1e}	Rigidez das suspensões frontais do cavalo trator	270000 N/m
k_{2d}, k_{2e}	Rigidez da suspensão traseira do cavalo trator	2500000 N/m
k_{4d}, k_{4e}	Rigidez da suspensão do quarto eixo do semirreboque	600000 N/m
k_{5d}, k_{5e}	Rigidez da suspensão do quinto eixo do semirreboque	600000 N/m
k_{6d}, k_{6e}	Rigidez da suspensão do sexto eixo do semirreboque	600000 N/m
k_{7d}, k_{7e}	Rigidez dos pneus dianteiros do cavalo trator	900000 N/m
$k_{8d}, k_{8e}, k_{9d}, k_{9e}$	Rigidez dos pneus traseiros do cavalo trator	1200000 N/m
$k_{10d}, k_{10e}, k_{11d}, k_{11e}, k_{12d}, k_{12e}$	Rigidez dos pneus do semirreboque	1200000 N/m
c_p	Coef. de amortecimento do assento do motorista	800 Ns/m

Tabela 4.3 – Parâmetros do modelo (continuação Tabela 4.2)

Símbolo	Descrição	Valor
c_{fd}, c_{fe}	Coef. de amortecimento da suspensão frontal da cabine	12000 Ns/m
c_s	Coef. de amortecimento da quinta roda	200000 Ns/m
c_{1d}, c_{1e}	Coef. de amortecimento da susp. frontal do cavalo trator	7500 Ns/m
$c_{4d}, c_{4e}, c_{5d}, c_{5e}, c_{6d}, c_{6e}$	Coef. de amortecimento da suspensão do semirreboque	35000 Ns/m

4.2 Modelo CAE

O modelo CAE foi desenvolvido através do *software* TruckSim, onde as dimensões da Tabela 4.1 e os parâmetros da Tabela 4.2 e Tabela 4.3 foram inseridas em um modelo veicular da biblioteca do *software*. Para melhor aproximar o modelo CAE do modelo proposto, considerando as suposições e simplificações feitas no início deste capítulo, foi calculado o momento de inércia de rolagem do semirreboque.

O modelo proposto considera o semirreboque e sua carga como um corpo rígido único, portanto possui uma massa (m_t), um momento de inércia de arfagem (J_{ty}) e um momento de inércia de rolagem (J_{tx}). Porém, o *software* TruckSim considera o semirreboque e sua carga de modo separado, logo é preciso determinar estes parâmetros tanto para a carga quanto para o semirreboque vazio, de modo que os momentos de inércia de massa de arfagem e de rolagem sejam os mesmos nos dois modelos.

O valor da massa da carga (m_{carga}) foi determinado através da subtração da massa do conjunto e da massa do semirreboque vazio (conforme a biblioteca do TruckSim). A massa do semirreboque vazio (m_{sr}) equivale a 5500 kg, como a massa combinada é de 34000 kg, tem-se que a massa da carga é igual à 28500 kg.

Sabe-se que o momento de inércia de arfagem corresponde ao somatório das inércias de arfagem do reboque mais a carga, tem-se que $J_{ty} = 450.000 \text{ kg m}^2$, de acordo com Chen *et. al.*, 2020. Para a determinação do momento de inércia de arfagem do semirreboque vazio, $\bar{J}_{sr,y}$, necessário para o modelo no TruckSim (Figura 4.8) utiliza-se o teorema de eixos paralelos, como pode ser visto na Figura 4.7 e Equação (4.42). Sendo $\bar{J}_{carga,y}$ a inércia de massa de arfagem da carga, $d_{z,sr}$ e $d_{z,carga}$ as distâncias entre os eixos de arfagem de cada corpo em relação ao centro de massa do conjunto.

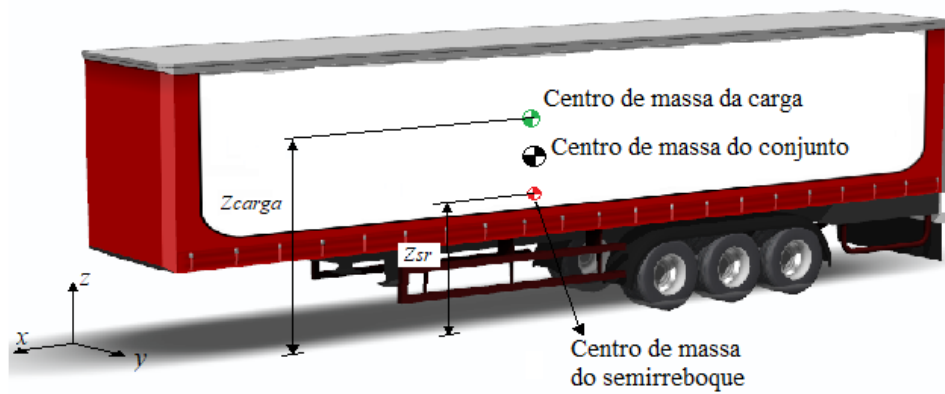


Figura 4.7 – Localização do centro de massa do conjunto carga e semirreboque

The inertial properties are for the sprung mass in the design configuration, with no additional loading

Sprung mass:	5500	kg	<input type="checkbox"/> Edit radii of gyration
Roll inertia (box):	9000	kg-m ²	Rx: 1.279
Pitch inertia (lyy):	306300	kg-m ²	Ry: 7.463
Yaw inertia (lzz):	150000	kg-m ²	Rz: 5.222
Product (kxy):	0	kg-m ²	Inertia and radius of gyration are related by the equation: I = M*R*R
Product (kxz):	0	kg-m ²	
Product (lyz):	0	kg-m ²	

Radii must be specified with numbers; formulas are not supported

Parameters describing chassis torsional flexibility are ignored unless the Frame Torsional Flexibility box is checked for the lead unit sprung mass.

Distance between points used to measure stiffness:

Longitudinal:	13768	mm
Lateral:	1000	mm
X coordinate of torsional node:	12000	mm
Height of torsional node:	528	mm
Stiffness about longitudinal axis:	10000	Nm/deg
Damping about longitudinal axis:	100	Nm/deg/s

Figura 4.8 – Tela de configuração do semirreboque no TruckSim

$$\begin{aligned}
 \bar{J}_{sr,y} &= \sum_i (\bar{J}_{i,y} + m_i d_i^2) \\
 &= \sum_i [\bar{J}_{i,y} + m_i (d_{x,i}^2 + d_{z,i}^2)] \\
 &= \sum_i [\bar{J}_{i,y} + m_i d_{z,i}^2] \\
 &= [\bar{J}_{sr,y} + m_{sr} d_{z,sr}^2] + [\bar{J}_{carga,y} + m_{carga} d_{z,carga}^2]
 \end{aligned} \tag{4.42}$$

No entanto, para conferir se o *software* calcula os momentos de inércia da carga em torno dos eixos da coordenada de origem ou em torno dos eixos do centro de massa dos corpos, foi

realizado o cálculo do momento de inércia de arfagem do semirreboque vazio ($\bar{j}_{sr,y}$) e de rolagem ($\bar{j}_{sr,x}$), respectivamente. Utilizando uma carga retangular rígida com dimensões de 2 m de largura, 2 m de altura e 7,5 m de comprimento, conforme Figura 4.9, tela nativa e interativa do *software*, o desenvolvimento das Equações (4.43) e (4.44) confirmam, pelos resultados, que os momentos de inércia são calculados em torno do centro de massa da carga.

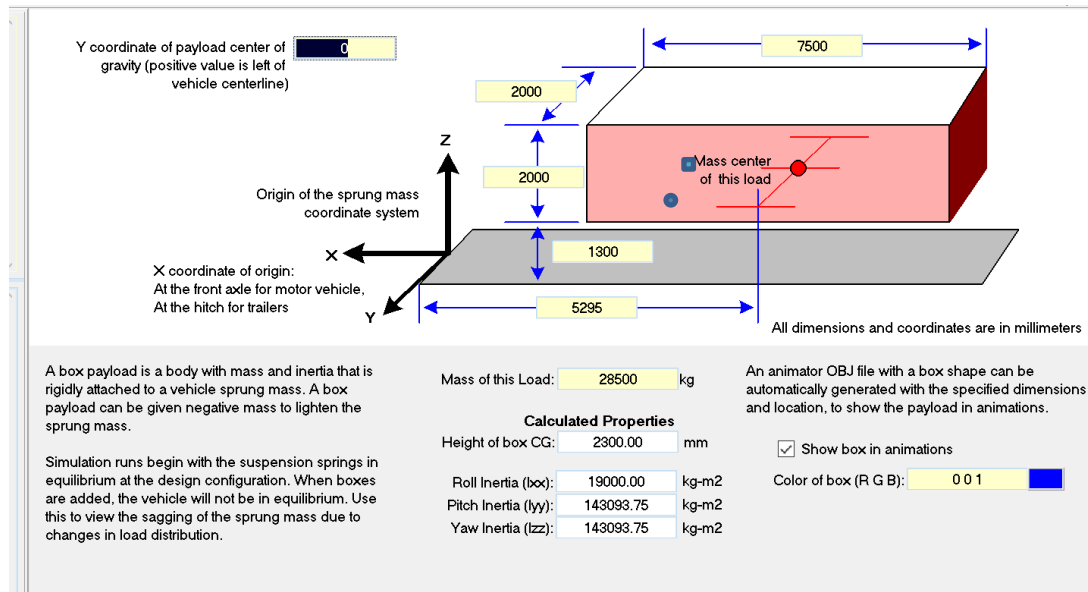


Figura 4.9 – Tela de configuração da carga no TruckSim

$$\begin{aligned}\bar{j}_{carga,y} &= \frac{1}{12} m(h^2 + L^2) \\ &= \frac{1}{12} 28500(2^2 + 7,5^2) \\ &= 143093,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^2\end{aligned}\quad (4.43)$$

$$\begin{aligned}\bar{j}_{carga,x} &= \frac{1}{12} m(h^2 + b^2) \\ &= \frac{1}{12} 28500(2^2 + 2^2) \\ &= 19000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2\end{aligned}\quad (4.44)$$

Na Equação (4.42), d_i é a distância entre o centro de massa do conjunto e o centro de massa de um dos corpos, para encontrar o d_i é preciso conhecer a altura do novo centro de massa,

ou seja, do centro de massa do conjunto. Em relação ao solo a altura do centro de massa do conjunto é calculado através da Equação (4.45), que leva em consideração as alturas e massas da carga e do semirreboque vazio.

$$\begin{aligned}\bar{z} &= \frac{\bar{z}_{carga} m_{carga} + \bar{z}_{sr_vazio} m_{sr_vazio}}{m_{carga} + m_{sr_vazio}} \\ &= \frac{2300 \cdot 28500 + 1936 \cdot 5500}{28500 + 5500} \\ &= 2241 \text{ mm}\end{aligned}\tag{4.45}$$

As diferenças entre as alturas de cada corpo em relação à altura do centro de massa do conjunto são substituídas na Equação (4.42), para o cálculo do momento de inércia de arfagem do semirreboque vazio, demonstrado na Equação (4.46)

$$\begin{aligned}450000 &= \left[\bar{J}_{sr_vazio,y} + 5500 \cdot (2,241 - 1,936)^2 \right] + \left[143093,75 + 28500 \cdot (2,3 - 2,241)^2 \right] \\ \bar{J}_{sr_vazio,y} &= 306300 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]} \text{ (arfagem)}\end{aligned}\tag{4.46}$$

Os dados da massa do semirreboque vazio foram assim configurados na tela nativa e interativa correspondente no TruckSim, Figura 4.10. O momento de inércia de rolagem do conjunto semirreboque e carga é necessário para o modelo proposto, representado por $\bar{J}_{sr,x}$. Como a rolagem acontece em torno do eixo x, o momento pode ser encontrado conforme (4.47).

The inertial properties are for the sprung mass in the design configuration, with no additional loading

Sprung mass:	5500	kg	<input type="checkbox"/> Edit radii of gyration
Roll inertia (box):	9000	kg-m ²	Rx: 1.279 m
Pitch inertia (yy):	306300	kg-m ²	Ry: 7.463 m
Yaw inertia (zz):	150000	kg-m ²	Rz: 5.222 m
Product (bx):	0	kg-m ²	Inertia and radius of gyration are related by the equation: I = M*R*R
Product (bxz):	0	kg-m ²	
Product (lyz):	0	kg-m ²	

Radii must be specified with numbers; formulas are not supported

Parameters describing chassis torsional flexibility are ignored unless the Frame Torsional Flexibility box is checked for the lead unit sprung mass.

Distance between points used to measure stiffness:

Longitudinal:	13768	mm
Lateral:	1000	mm
X coordinate of torsional node:	12000	mm
Height of torsional node:	528	mm
Stiffness about longitudinal axis:	10000	Nm/deg
Damping about longitudinal axis:	100	Nm/deg/s

Figura 4.10 – Tela de configuração da massa do semirreboque no TruckSim

$$\begin{aligned}
 \bar{J}_{sr,x} &= \sum_i (\bar{J}_{i,x} + m_i d_i^2) \\
 &= \sum_i \left[\bar{J}_{i,x} + m_i (d_{y,i}^2 + d_{z,i}^2) \right] \\
 &= \sum_i \left[\bar{J}_{i,x} + m_i d_{z,i}^2 \right] \\
 &= \left[\bar{J}_{sr_vazio,x} + m_{sr_vazio} d_{z, sr_vazio}^2 \right] + \left[\bar{J}_{carga,x} + m_{carga} d_{z, carga}^2 \right]
 \end{aligned} \tag{4.47}$$

O momento de inércia de rolagem do semirreboque vazio, $\bar{J}_{sr_vazio,x}$, é informado pela biblioteca do TruckSim e pode ser considerado um valor genérico para o tipo de veículo. Dessa maneira é possível calcular o momento de inércia de rolagem do semirreboque carregado, $\bar{J}_{sr,x}$, conforme a Equação (4.48).

$$\begin{aligned}
 \bar{J}_{sr,x} &= \left[\bar{J}_{sr_vazio,x} + m_{sr_vazio} d_{z, sr_vazio}^2 \right] + \left[\bar{J}_{carga,x} + m_{carga} d_{z, carga}^2 \right] \\
 \bar{J}_{sr,x} &= \left[9000 + 5500 \cdot (2,241 - 1,936)^2 \right] + \left[19000 + 28500 \cdot (2,3 - 2,241)^2 \right] \\
 \bar{J}_{sr,x} &= 28611 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]
 \end{aligned} \tag{4.48}$$

4.3 Perfil da pista

O perfil da estrada foi gerado no programa MATLAB de acordo com a norma ISO 8608, de 2016, visto na Seção 3.7.2, com cinco níveis de rugosidade, conforme Figura 3.9, representados pelas classes A até E, mantendo a semente inicial na geração de números aleatórios na construção dos perfis. Os lados direito e esquerdo da pista estão correlacionados, de modo que as rodas de cada lado sejam excitadas de forma diferente, para que os efeitos da rolagem dos corpos sejam percebidos no assento do motorista. Na Figura 4.11 se apresenta o perfil da pista no domínio do tempo, em um nível de rugosidade classe E, por onde passam os pneus do caminhão, em que é possível ver as diferenças entre os pneus de cada lado. Na Figura 4.12 mostra-se o perfil da pista por onde passam os pneus do semirreboque.

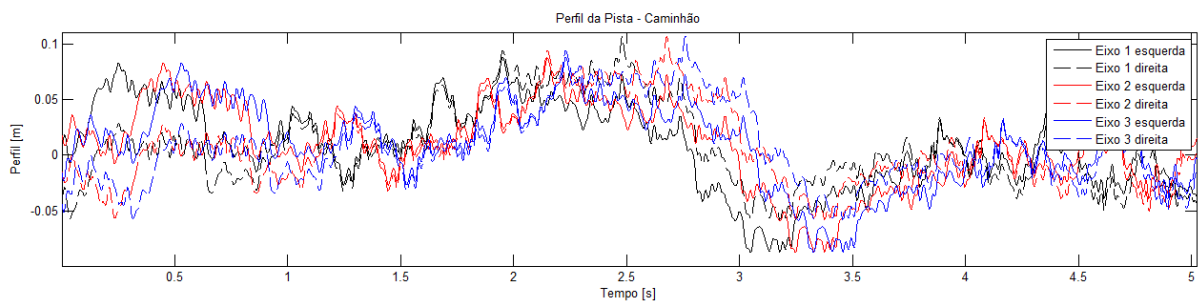


Figura 4.11 – Perfil da pista com nível de rugosidade classe E, para o caminhão [Autor]

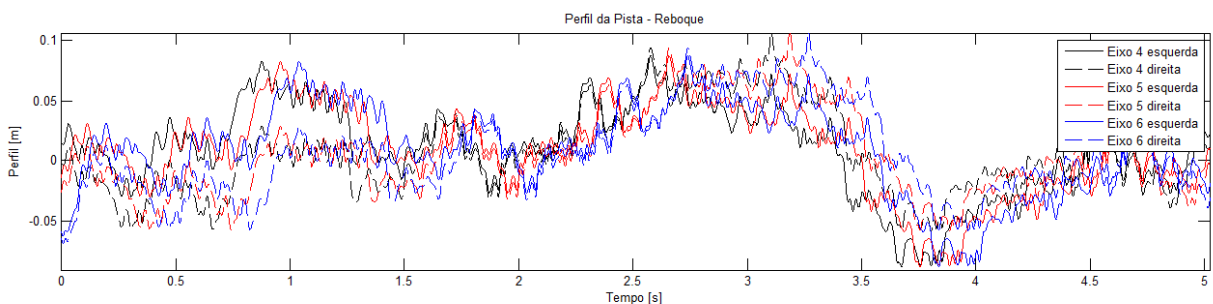


Figura 4.12 – Perfil da pista com nível de rugosidade classe E, para o semirreboque [Autor]

4.3.1 Especificação de lombada

Para efeitos de verificação do modelo proposto foi inserida uma lombada semelhante à utilizada por Chen et al. (2020) e Flores (2021), cujo objetivo principal é a comparação dos resultados de força nos pneus e as respostas de acelerações nas massas suspensas do modelo

proposto em relação ao modelo CAE (no *software* comercial), tendo em vista as limitações e diferenças de cada modelo. A lombada possui as dimensões especificadas na Figura 4.13 e foi inserido o mesmo obstáculo na aba *off-path elevation* em *Procedure* no TruckSim, conforme Figura 4.14.

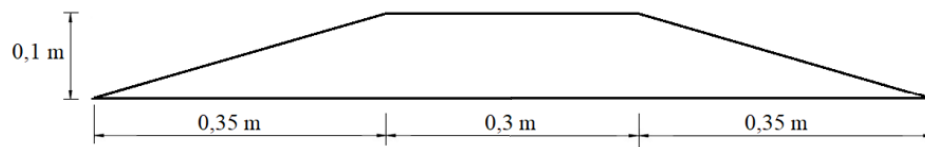


Figura 4.13 – Lombada.

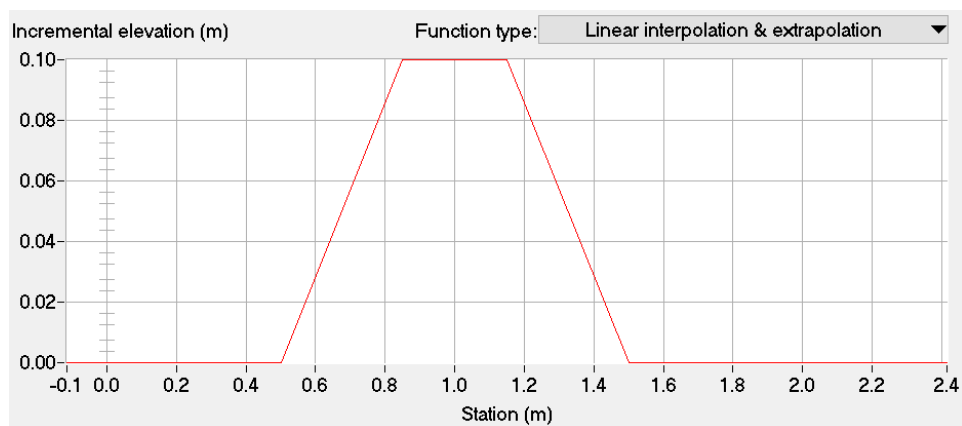


Figura 4.14 – Lombada no modelo CAE.

Logo, pode-se observar o caminho percorrido pelas rodas da CVC durante o teste de verificação, Figura 4.15, em que o gráfico (a) mostra a passagem pela lombada pelos três eixos do caminhão e no gráfico (b) a passagem pelos eixos do semirreboque, ambos no domínio do tempo.

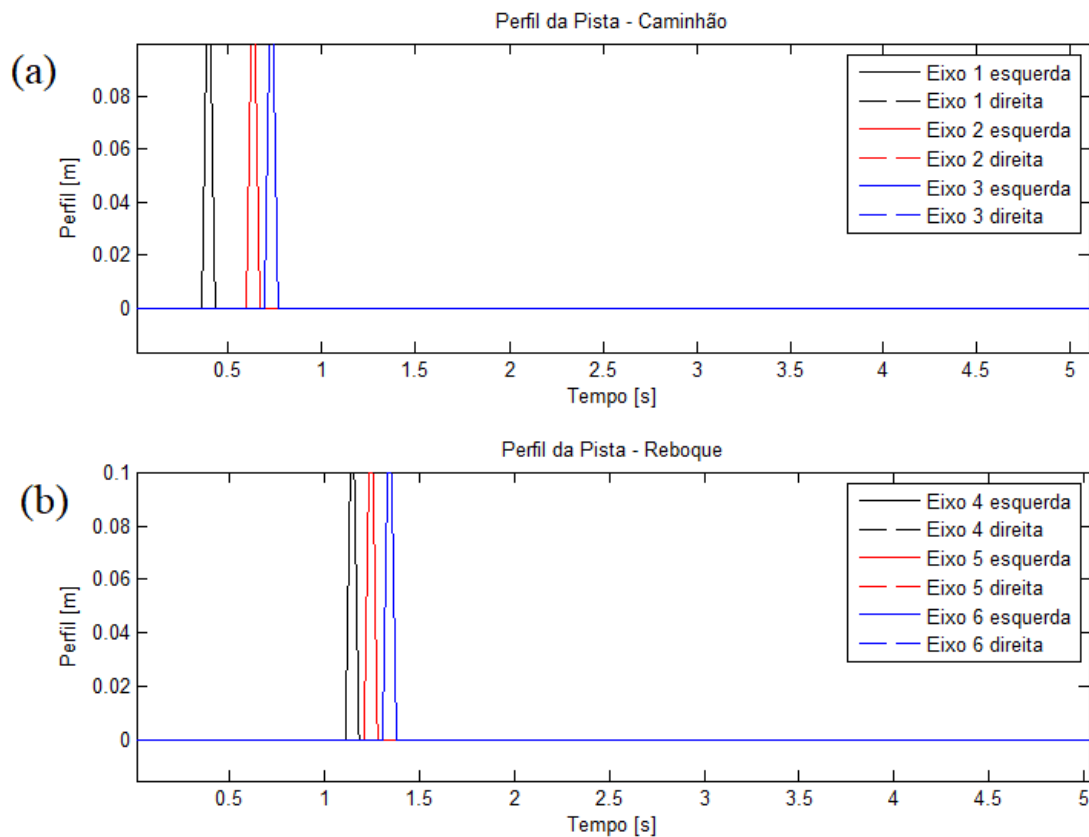


Figura 4.15 – Perfil da pista durante teste de validação, (a) caminhão e (b) semirreboque.

4.3.2 Níveis de rugosidade e velocidades

Para avaliar os riscos à saúde do motorista foram realizadas simulações em diferentes níveis de rugosidade, conforme a norma ISO 8608 de 2016. Os perfis das pistas classes A até E simuladas, no domínio do tempo, são apresentadas no Apêndice A.

A velocidade do veículo ao trafegar por estradas com diferentes níveis de rugosidade influencia nos resultados de acelerações impostas ao motorista. De modo a aproximar as simulações da realidade é preciso estabelecer uma relação entre a velocidade do caminhão e o nível de rugosidade.

Mucka (2018) recomenda as velocidades máximas de tráfego para cada classe de rugosidade, conforme a Tabela 4.4, baseando-se em um limite de conforto e um limite de segurança, estimado através de um modelo de um quarto de veículo, para um veículo de passeio. Para o limite de conforto o autor considerou os parâmetros e limites da ISO 2631, conforme visto na Tabela 3.1, arbitrando um valor limite da aceleração RMS da massa suspensa de $1,2 \text{ m/s}^2$. Já o limite de segurança leva em consideração a carga dinâmica nos pneus; o autor considerou que

a força dinâmica RMS nos pneus não poderia ser 30% maior que a força estática nos mesmos e tomou como critério de limite de segurança.

Tabela 4.4 – Velocidade máxima de tráfego recomendada para o modelo 1/4 [Mucka, 2018]

Nível de rugosidade da pista	Velocidade [km/h] Limite de conforto	Velocidade [km/h] Limite de segurança
Classe A	100	100
Classe B	100	100
Classe C	30	60
Classe D	8	15
Classe E	3	4

Entretanto, como o objetivo deste estudo é avaliar os riscos de saúde de motoristas da CVC que trafegam pelas estradas brasileiras, é preciso adequar estas recomendações à realidade e limites impostos pelas leis nacionais, além de observar que o modelo multicorpo completo desenvolvido é mais abrangente para o estudo de veículos de carga, que o modelo de ¼ de veículo.

O código de trânsito brasileiro (CTB), no seu 61º artigo, estabelece os limites de velocidade para cada tipo de veículo e via, em caso de não haver sinalização. Para caminhões a velocidade máxima permitida é de 90 km/h em rodovias, tanto as de pista simples como as com pista dupla, e 60 km/h nas estradas. O CTB esclarece, no seu anexo I, que as estradas são consideradas as vias rurais não pavimentadas, enquanto que as rodovias são vias que possuem algum tipo de pavimento.

Logo é possível considerar as vias pavimentadas como sendo aquelas com menores níveis de rugosidade, classes A e B, e relacioná-las às rodovias, enquanto que um maior nível de rugosidade, classe C, como sendo as vias não pavimentadas, as estradas. Porém, para os piores casos é possível adaptar as recomendações de Mucka, 2018, para velocidades mais próximas do cotidiano de motoristas em estradas classe D e E, como é mostrado na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Velocidade de tráfego em função da pista.

Nível de rugosidade da pista	Velocidade [km/h]
Classe A	90
Classe B	90
Classe C	60
Classe D	30
Classe E	15

4.3.3 Duração do teste

A norma ISO 2631-1, 1997, explica que a duração da medição das vibrações deve ser suficiente para garantir certa confiabilidade estatística e garantir que as vibrações sejam típicas das exposições que estão sendo avaliadas. De acordo com a norma, para garantir um erro de medição inferior a 3 dB em um nível de confiabilidade de 90%, a medição deve durar no mínimo 108 s, para uma frequência limite inferior de 1 Hz, ou 227 s para frequência de 0,5 Hz, quando a análise é realizada com uma largura de banda de um terço de oitava.

Nos testes das simulações numéricas são avaliados 15 mil pontos, escolhendo um tempo de duração de 120 s para cada teste, que representa uma frequência de amostragem de 125 Hz. Logo a duração do teste e a frequência de aquisição são suficientes para garantir a confiabilidade.

5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Este capítulo visa a verificação do modelo proposto e desenvolvido, avaliar a influência da qualidade do pavimento e a influência da velocidade nas vibrações. E finalmente apresenta-se os resultados obtidos relacionados à saúde ocupacional do motorista e a discussão dos mesmos segundo o entendimento das normas vigentes apresentadas no capítulo 3.

5.1 Análise modal do modelo proposto

De acordo com Jazar (2008), a determinação das frequências naturais, ω_i , do modelo é equivalente à determinação dos autovalores da matriz $[A] = [M]^{-1}[K]$. Para cada autovalor, ou frequência natural, existe um autovetor, que em dinâmica veicular é chamado de forma modal. Ainda segundo o autor, a forma de um autovetor indica as amplitudes relativas das coordenadas do sistema em vibração. Logo, define-se as frequências naturais e sua forma modal através da definição dos autovalores e autovetores de $[A]$, respectivamente.

A Tabela 5.1 apresenta os modos de vibração e frequências naturais do modelo. Na faixa de frequências mais baixas, em torno de 0,5 Hz, se observa a ressonância de *roll* dos eixos 2 ou 3 do caminhão. Nota-se que nas frequências baixas, modos 3 a 10 (entre 0,71 e 2,39 Hz) sofreram ressonância a cabine (*roll*, *bounce* e *pitch*), o chassi (*pitch*), o semirreboque (*roll*, *bounce* e *pitch*) e o assento do motorista (*bounce*), este em torno de 2,4 Hz. Pode-se advertir que nas frequências intermediárias, modos 11 e 12, houve ressonância do chassi em *bounce* e *roll* (em torno de 7 Hz). Os elementos não suspensos sofreram ressonância em frequências superiores; conforme Jazar (2008) estes elementos são excitados em *bounce* numa frequência em torno de 10 Hz para o caso de um veículo de passeio. Se observa, assim, *bounce* e *roll* do eixo dianteiro do caminhão (denominado de eixo 1) e dos três eixos do semirreboque (denominados de eixos 4, 5 e 6). Já as frequências naturais mais superiores causaram a ressonância de *pitch* e *bounce* nas suspensões equivalentes esquerda e direita (ee e ed, respectivamente).

Tabela 5.1 – Frequências naturais e modos de vibração do caminhão e semirreboque

Modo	Frequência natural [Hz]	GDL com amplitude máxima	Forma modal
1	0,0000	17, 24	<i>Roll</i> eixo 2 ou eixo 3 (não ressonantes)
2	0,4813	17, 24	<i>Roll</i> eixo 2 ou eixo 3
3	0,7083	14	<i>Roll</i> cabine
4	0,8577	2	<i>Bounce</i> cabine (não ressonante)
5	1,2022	3	<i>Pitch</i> cabine
6	1,2374	18	<i>Roll</i> semirreboque
7	1,4775	5	<i>Pitch</i> chassis (não ressonante)
8	1,6646	9	<i>Bounce</i> semirreboque
9	1,8209	10	<i>Pitch</i> semirreboque (não ressonante)
10	2,3853	1	<i>Bounce</i> assento
11	6,6615	4	<i>Bounce</i> chassis
12	7,0072	15	<i>Roll</i> chassis
13	9,9815	6	<i>Bounce</i> eixo 1
14	10,6622	16	<i>Roll</i> eixo 1
15	11,6239	8, 23	<i>Pitch</i> suspensão equivalente ee ou ed
16	12,5254	12	<i>Bounce</i> eixo 5
17	12,5270	11	<i>Bounce</i> eixo 4
18	12,5692	13	<i>Bounce</i> eixo 6
19	15,0070	7, 22	<i>Bounce</i> suspensão equivalente ee ou ed
20	15,8292	8, 23	<i>Pitch</i> suspensão equivalente ed ou ee
21	18,9709	19	<i>Roll</i> eixo 4
22	18,9709	20, 21	<i>Roll</i> eixo 5 ou eixo 6
23	18,9804	19, 20, 21	<i>Roll</i> eixo 4, eixo 5 ou eixo 6
24	24,3946	7, 22	<i>Bounce</i> susp. equivalente ee ou ed (não ressonantes)

5.2 Verificação do modelo proposto

O teste de verificação do modelo multicorpo completo desenvolvido no MATLAB teve duração de 15 s, passando a CVC pela lombada, conforme Figura 4.13, em uma velocidade constante de 50 km/h. O mesmo obstáculo foi simulado no TruckSim, como pode ser visto na

animação mostrada na Figura 5.1, com tempo de duração semelhante ao da programação. As principais especificações do computador utilizado nas simulações dizem respeito a um processador Intel(R) Core(TM) i7-10750H CPU @ 2.60GHz 2.59 GHz com memória RAM de 16,0 GB (utilizável: 15,8 GB)



Figura 5.1 – Animação do procedimento de verificação no TruckSim.

A primeira comparação é referente à força dinâmica nos pneus do primeiro eixo. A Figura 5.2 apresenta estas forças no domínio do tempo, no modelo CAE (TruckSim) e no modelo proposto (MATLAB); pode-se observar que o pico de força no modelo CAE foi próximo à 80000 N, enquanto que no modelo proposto próximo a 95000 N. Observa-se também, através da oscilação da força, suficiente semelhança entre os resultados dos modelos.

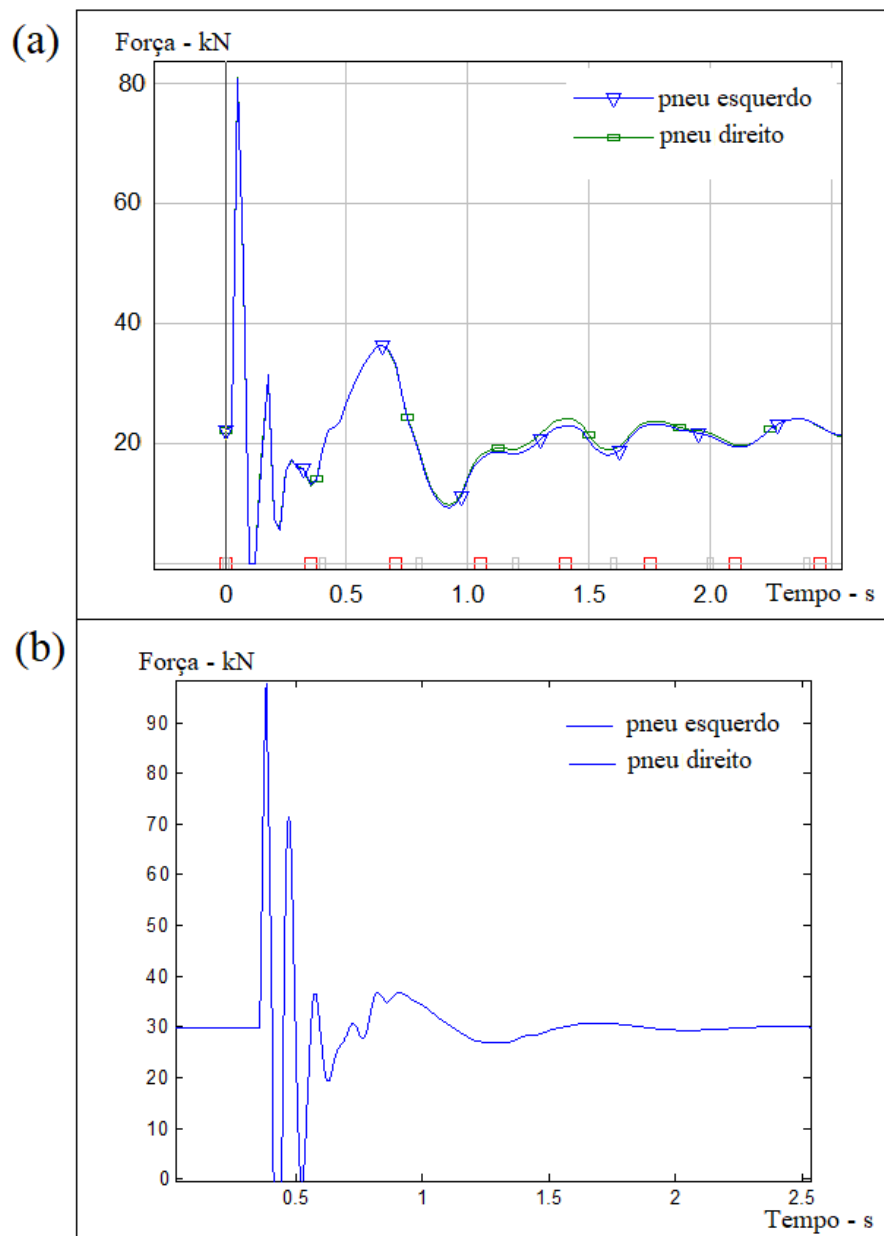


Figura 5.2 – Força vertical nos pneus do eixo 1 da CVC; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.

Na Figura 5.3 apresenta-se as forças nos pneus do 3º eixo do caminhão, na interpretação dos resultados observa-se que o modelo CAE, do TruckSim, apresenta quatro valores de força pois considera um rodado duplo nos eixos traseiros do caminhão e nos eixos do semirreboque, como é possível visualizar na Figura 5.1. Logo os valores no gráfico (Figura 5.3) referentes aos pneus internos e externos de cada lado precisam ser somados. Nota-se que os picos da força dinâmica nos dois modelos se aproximam, uma vez que no modelo CAE ele chega à 42500 N

em cada pneu, portanto 85000 N em cada lado, enquanto que no modelo proposto a força máxima é em torno de 87500 N.

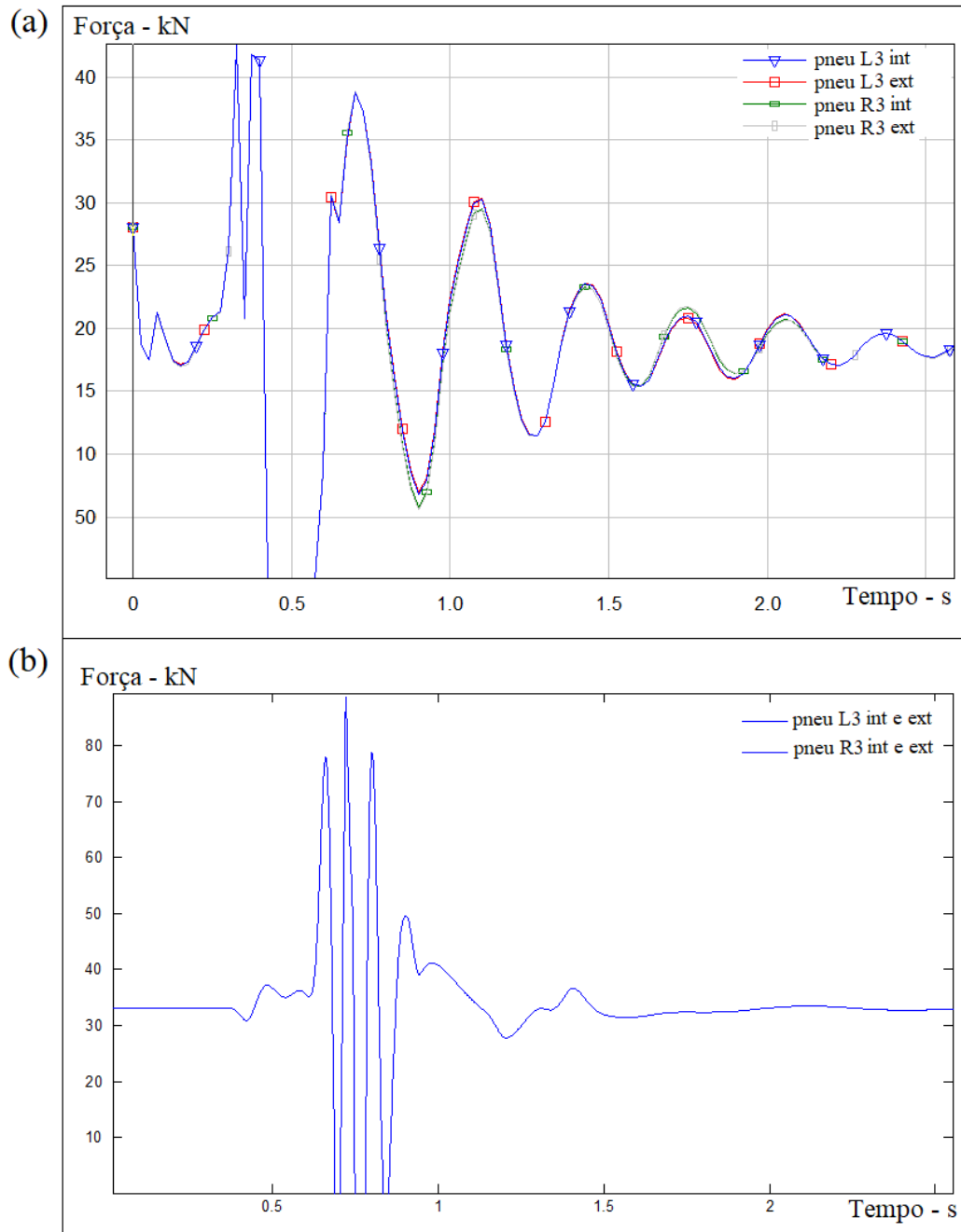


Figura 5.3 – Força vertical nos pneus do eixo 3 da CVC; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.

A Figura 5.4 apresenta as forças no 5° eixo da CVC, eixo central do semirreboque; pode-se observar um comportamento semelhante entre o modelo proposto (MATLAB) e o modelo de

referência (TruckSim). Os valores de pico da força dinâmica nos pneus de cada lado são próximos à 120 kN no modelo de referência (a) e em torno de 160 kN no modelo proposto (b). Observa-se também a força estática, devido ao próprio peso, em torno de 40 kN em ambos os modelos, no início e final das simulações.

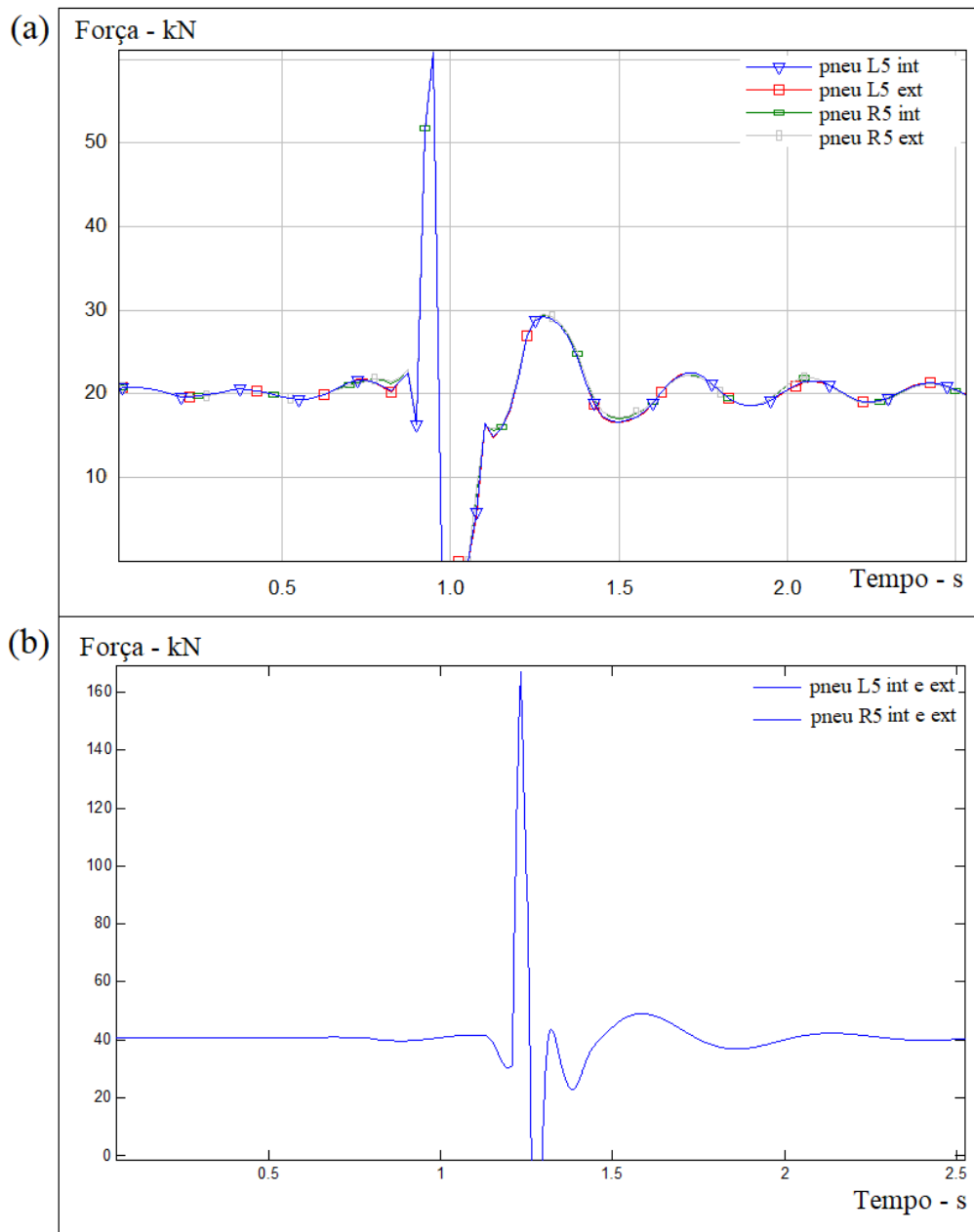


Figura 5.4 – Força vertical nos pneus do eixo 5 da CVC; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.

As respostas de aceleração nas massas suspensas são comparadas na Figura 5.5, no gráfico (a) mostra-se a aceleração, em g, no centro de gravidade (CG) da massa suspensa do

caminhão, ou seja, do conjunto chassis e cabine, e do semirreboque no domínio do tempo, no modelo CAE, de referência. No gráfico (b), referente ao modelo proposto, mostra-se a aceleração no CG da cabine e no CG do semirreboque, em g. O valor de aceleração máxima absoluta no CG do caminhão é em torno de 1,27 g (TruckSim), enquanto que no CG da cabine (MATLAB) é próximo à $-1,0$ g; o resultado pode ser considerado coerente uma vez que o modelo proposto considera a dissipação decorrente da suspensão da cabine e sinal negativo é referente ao sentido da aceleração.

Já o valor de aceleração máxima no CG do semirreboque é bastante próxima entre os modelos, sendo 0,56 g no modelo de referência e aproximadamente 0,8 g no modelo proposto, ambos obtidos em desaceleração.

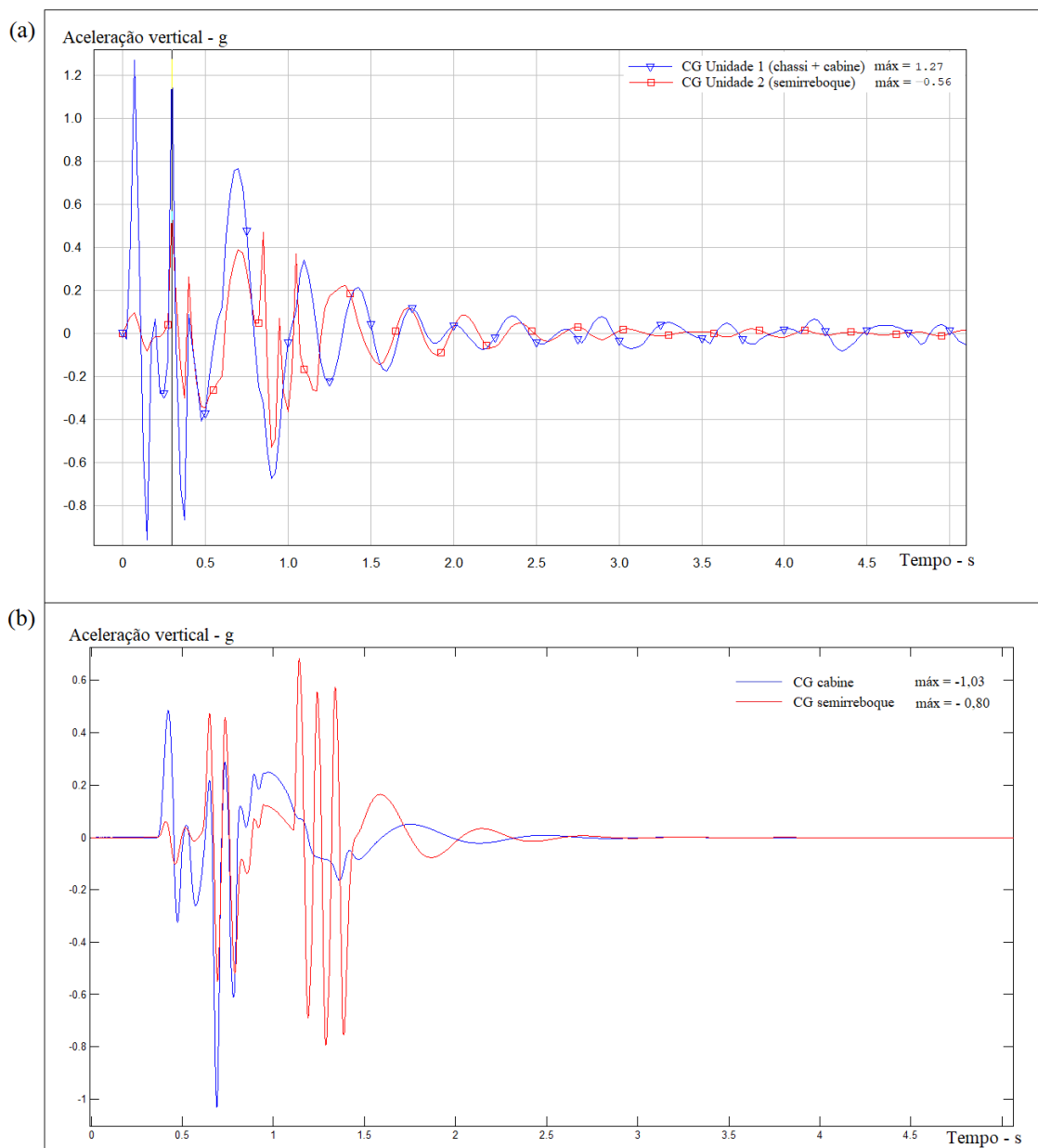


Figura 5.5 – Aceleração nos CGs: (a) massa suspensa do caminhão e do semirreboque (modelo CAE); (b) massa suspensa da cabine e do semirreboque (modelo proposto).

5.2.1 Comparação com resultado da literatura

Outro meio de verificação do modelo proposto é através da comparação dos resultados obtidos com os resultados do modelo utilizado como referência, de Chen *et. al* (2020). A Figura 5.6 apresenta os resultados obtidos por Chen *et. al.* (2020), no seu artigo, de aceleração ponderada RMS no eixo frontal do caminhão trator, ou eixo 1 da CVC (a), durante a passagem pela lombada em comparação com resultado no modelo proposto (b).

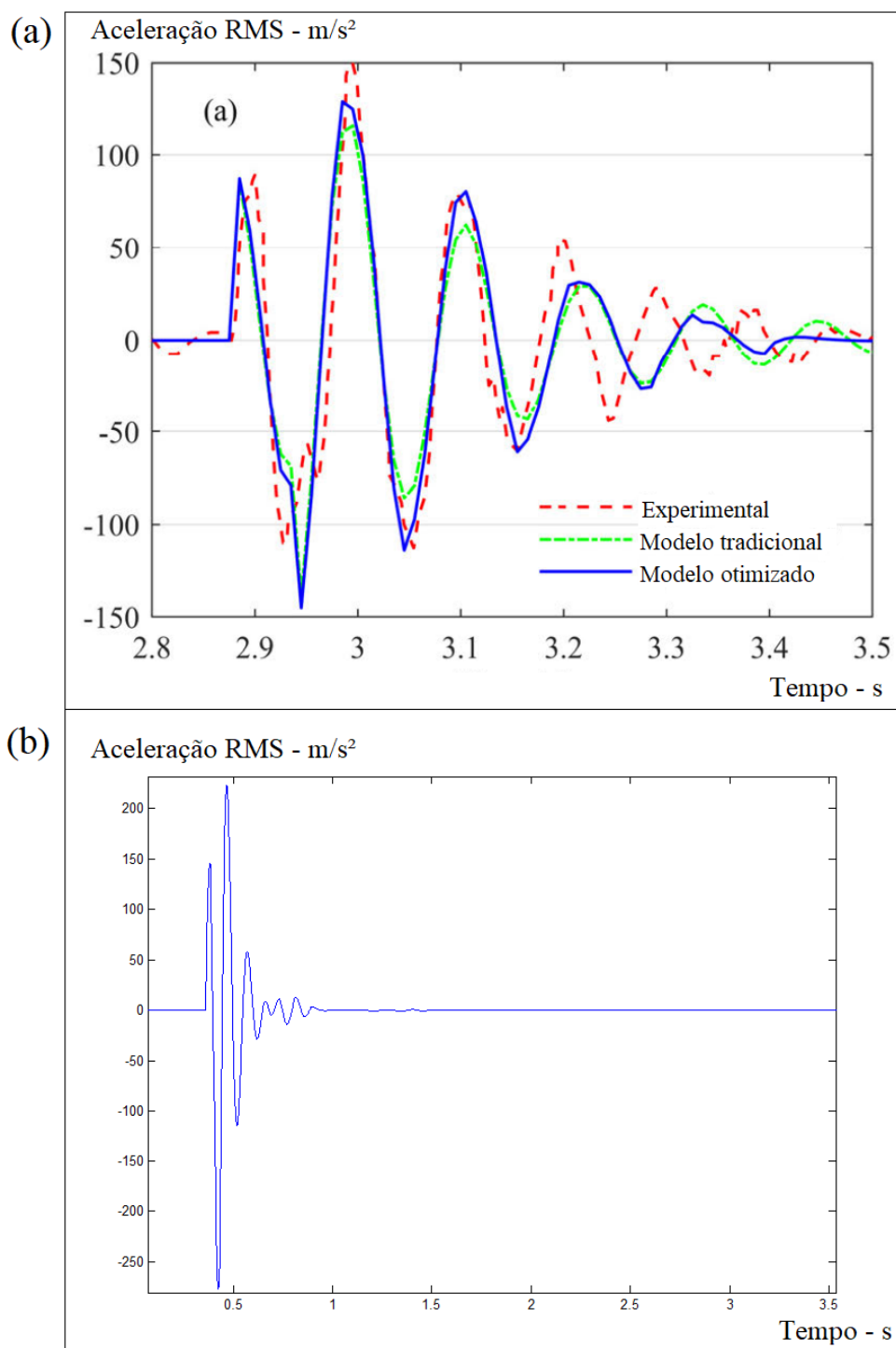


Figura 5.6 – Accleração ponderada RMS no eixo 1 da CVC: (a) resultado do modelo de Chen *et. al.* (2020); (b) resultado do modelo proposto.

A Figura 5.7 compara accleração ponderada RMS no assento do motorista no modelo de Chen *et. al.* (2020) (a) e no modelo proposto (b), durante a passagem pela lombada. Observa-se

ao comparar os resultados com a figura anterior, a atenuação da aceleração pelas suspensões do caminhão, da cabine e do assento do motorista.

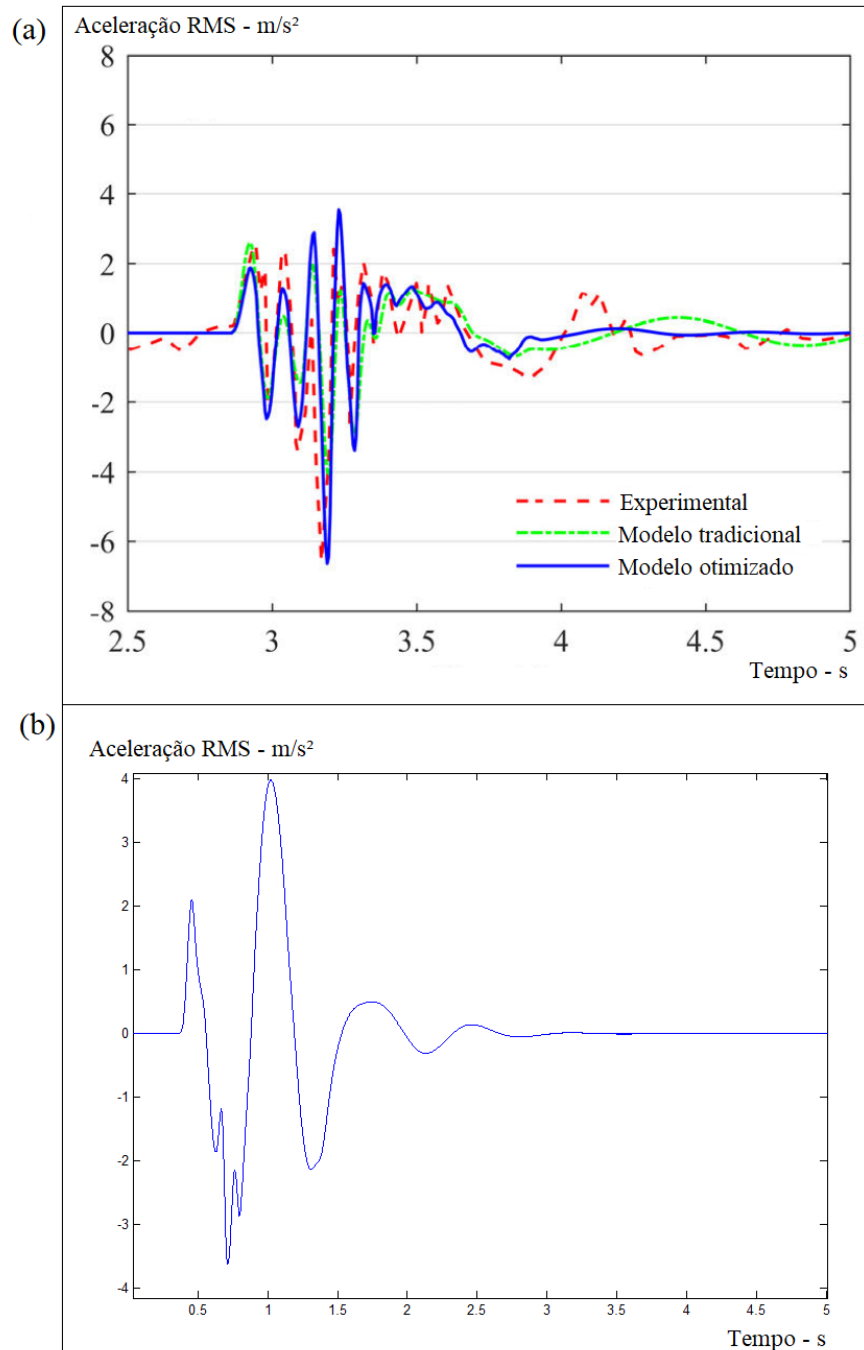


Figura 5.7 – Aceleração ponderada RMS no assento do motorista: (a) resultado do modelo de Chen *et al* (2020); (b) resultado do modelo proposto.

Birck (2020) avaliou a vibração de corpo inteiro em motoristas de ônibus expostos à perfis de pista segundo ISO 8608 (2016). Apesar de se tratar de um ônibus, o modelo multicorpo

completo passou pelo mesmo perfil de irregularidades. A simulação do modelo de ônibus de Birck percorreu a pista classe C a uma velocidade de 50 km/h, enquanto que o modelo proposto passou pela mesma pista à 60 km/h.

Na Figura 5.8 é possível ver o resultado de Birck (2020), no primeiro gráfico (a), em comparação com o modelo proposto (b). Observa-se que a faixa de aceleração vertical transmitida através do assento é bastante próxima. As acelerações negativas no assento do modelo proposto se mostraram ligeiramente maiores, um dos motivos pode ser a velocidade de tráfego ou porque a massa da CVC é maior que a do ônibus.

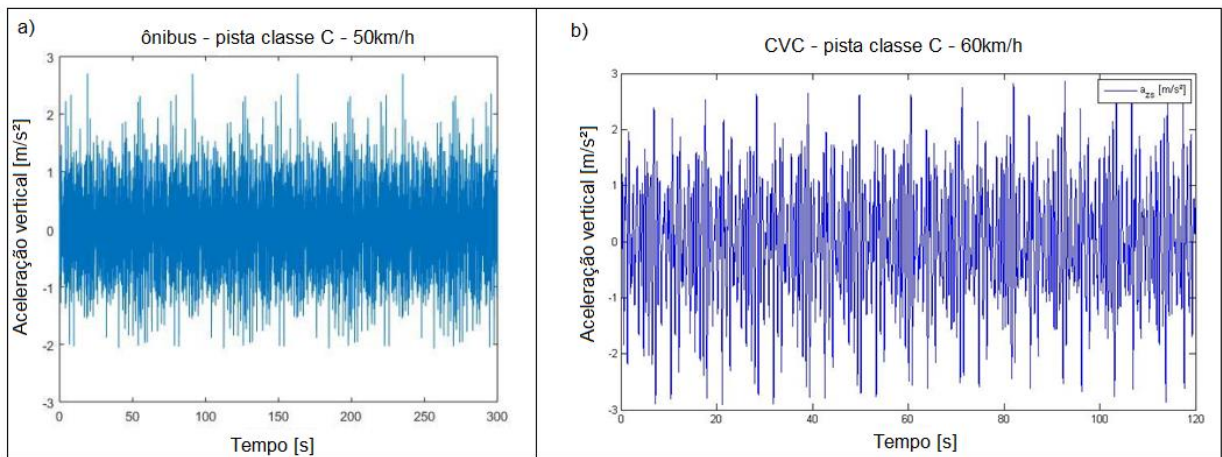


Figura 5.8 – Aceleração ponderada RMS no assento do motorista exposto a pista classe C: (a) resultado do modelo de ônibus de Birck (2020); (b) resultado do modelo proposto.

Portanto, o modelo dinâmico proposto neste trabalho representa adequadamente o comportamento dinâmico da CVC às excitações externas.

5.3 Avaliação da saúde ocupacional

Esta seção tem o objetivo de discutir os resultados da exposição do motorista às vibrações em diferentes pistas e com diferentes velocidades, e avaliar os riscos de acordo com os limites recomendados pelas normas ISO 2631 (1997) e NHO-09 (2012), numa abordagem semelhante a trabalhos experimentais da literatura, como o desenvolvido por Bortolini (2012).

De acordo com o estudo realizado pela CNT em 2019, a jornada de trabalho média do motorista de caminhão brasileiro é de 11,5 h, portanto esta será a duração da jornada diária utilizada no cálculo da *aren* (aceleração resultante da exposição normalizada), conforme visto na equação (3.24). Os demais parâmetros estão definidos nas tabelas referentes à cada teste.

O tempo para VAE (valor limite de ação) é o tempo mínimo diário de exposição para que uma medida preventiva tenha que ser tomada. O tempo para VLE (valor limite de exposição) é o tempo mínimo para que medidas corretivas sejam tomadas afim de minimizar os riscos da exposição. Os valores *aren* usados como limites são 0,5 m/s² e 1,1 m/s², respectivamente para VAE e VLE, conforme visto na Tabela 3.2 e seguindo as recomendações da NHO-09 (2012), tais valores foram calculados através da Equação (3.26), conforme visto na Seção 3.7.1.

5.3.1 Influência da classe da pista

Para compreender a influência do nível de rugosidade da pista na resposta de aceleração no assento do motorista, deste modo, a influência da qualidade da pista na saúde ocupacional, uma bateria de testes foi realizada alterando as classes da pista, vistas na Figura 3.9, e mantendo constante a velocidade do caminhão, 60 km/h.

Tabela 5.2 – Influência da classe da pista.

Classe da pista	Vel. [km/h]	a_{w_rms} [m/s ²]	<i>aren</i> [m/s ²]	VDVR [m/s ^{1,75}]	FC	Tempo para VAE [h]	Tempo para VLE [h]	Recomendações da NHO-09	Percepção de conforto ISO 2631-1
A	60	0,15	0,18	0,35	2,63	60,38	292,24	Condição aceitável	Confortável
B	60	0,29	0,34	0,66	2,66	17,11	82,81	Condição aceitável	Confortável
C	60	0,55	0,66	1,26	2,59	4,55	22,03	Adoção de medidas preventivas	Pouco Desconfortável
D	60	1,09	1,31	2,49	2,48	1,16	5,64	Adoção imediata de medidas corretivas	Desconfortável
E	60	2,18	2,61	4,95	2,40	0,29	1,42	Adoção imediata de medidas corretivas	Muito desconfortável

Os resultados na Tabela 5.2 indicam o aumento da aceleração RMS no assento do motorista quanto maior o nível de rugosidade e imperfeições da pista. O mesmo é observado nos resultados da *aren* (aceleração normalizada), como é possível se observar de forma mais expressiva na Figura 5.9.

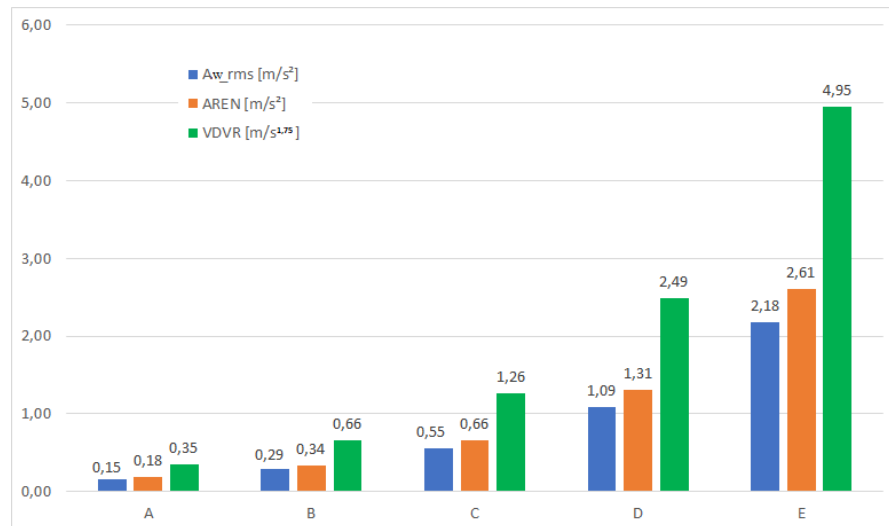


Figura 5.9 – Valores de aceleração a_{w_rms} , $aren$ e VDVR em função da pista.

5.3.2 Influência da velocidade

Aumentando gradualmente a velocidade do caminhão, para o mesmo perfil de pista (Tabela 5.3), é possível compreender a influência da velocidade na resposta de aceleração no assento do motorista. Como visto na Seção 3.7.1 o valor VDVR é apenas utilizado quando o FC (fator de crista) for maior que 9, portanto usa-se o valor de $aren$ como parâmetro limitante na avaliação da saúde ocupacional.

Entretanto, é importante a avaliação do Fator de Crista na identificação de valores de picos locais, uma vez que a aceleração RMS ponderada, por se tratar de uma média, não apresenta tais picos. Observa-se nos valores da Tabela 5.3 que o maior FC ocorre a 10 km/h, o menor FC a 50 km/h, voltando a aumentar em velocidades maiores, para a pista classe. No entanto o mesmo comportamento é observado nas demais pistas, apresentado no Apêndice B.

Tabela 5.3 – Influência da velocidade numa pista classe C.

Classe da pista	Vel. [km/h]	a_{w_rms} [m/s ²]	$aren$ [m/s ²]	FC	Tempo para VAE [h]	Tempo para VLE [h]	Recomendações da NHO-09	Percepção de conforto ISO 2631-1
C	10	0,19	0,23	3,23	38	183	Condição aceitável	Confortável
C	30	0,33	0,40	2,85	13	62	Condição aceitável	Pouco desconfortável
C	50	0,50	0,60	2,28	5	27	Adoção de medidas preventivas	Pouco desconfortável
C	70	0,60	0,72	2,62	4	19	Adoção de medidas preventivas	Pouco desconfortável
C	90	0,65	0,78	2,81	3	16	Adoção de medidas preventivas	Relativamente desconfortável
C	110	0,69	0,83	2,63	3	14	Adoção de medidas preventivas	Relativamente desconfortável

Observa-se que a aceleração no assento do motorista aumenta com o acréscimo de velocidade, mas não de forma linear, como pode ser melhor compreendido no gráfico da Figura 5.10, que mostra-se a variação de AREN em função da velocidade nos cinco níveis de rugosidade estudados. Para a pista classe C o limite de ação (0,5 m/s²) é atingido acima dos 40 km/h, no entanto, até 110 km/h o limite de exposição não é atingido. Para as pistas classe D o limite de ação é atingido acima de 10 km/h, e o limite de exposição a partir de 45 km/h e 20 km/h nas pistas D e E, respectivamente.

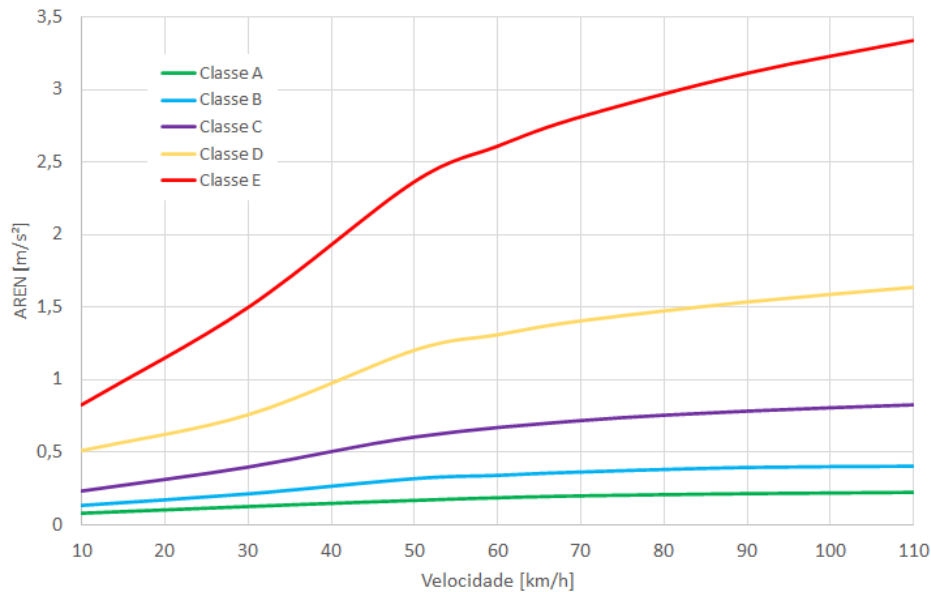


Figura 5.10 – Aceleração resultante da exposição normalizada (*aren*) em função da velocidade para os cinco níveis de rugosidade.

Ao analisar o gráfico observa-se que a taxa de aumento da aceleração é maior entre 30 e 50 km/h, principalmente em pistas classe D e E, diminuindo com o aumento da velocidade. Esse comportamento pode explicar uma falsa percepção de que a aceleração é menor quando se aumenta a velocidade, entretanto é a taxa da variação da aceleração que diminuiu, mas não o módulo da aceleração.

5.3.3 Velocidade de tráfego conforme a pista

A fim de avaliar os riscos à saúde do condutor considerando as velocidades tipicamente utilizadas em rodovias e estradas nacionais, a última bateria de testes considerou as velocidades da Tabela 4.5, cujos resultados de aceleração RMS no assento do motorista, *aren*, VDVR e FC estão expostos na Tabela 5.4, assim como as jornadas diárias necessárias para atingir os limites de ação e de exposição. Os gráficos da aceleração no assento no domínio do tempo são apresentados no Apêndice B.

Tabela 5.4 – Avaliação da saúde, velocidade conforme a pista.

Classe Pista	Vel. [km/h]	a_{w_rms} [m/s ²]	$aren$ [m/s ²]	VDVR [m/s ^{1,75}]	FC	Tempo para VAE [h]	Tempo para VLE [h]	Recomendações da NHO-09	Percepção de conforto ISO 2631-1
A	90	0,18	0,21	0,4	2,1	45,3	219,1	Condição aceitável	Confortável
B	90	0,33	0,40	0,7	2,8	12,7	61,6	Condição aceitável	Pouco desconfortável
C	60	0,55	0,66	1,3	2,6	4,6	22,0	Adoção de medidas preventivas	Pouco desconfortável
D	30	0,63	0,76	1,5	2,9	3,5	16,8	Adoção de medidas preventivas	Relativamente desconfortável
E	15	0,83	0,99	2,0	3,3	2,0	9,8	Adoção de medidas preventivas e corretivas	Relativamente desconfortável

A comparação entre resultados da Tabela 5.4 são melhores visualizados na Figura 5.11, que mostra-se os valores da aceleração ponderada RMS (a_{w_rms}) no assento do motorista, $aren$ e VDVR nas diferentes classes de pista.

As pistas classe A e classe B não oferecem riscos à saúde do motorista, uma vez que nenhuma ultrapassou os limites de ação ou de exposição ao tráfego na velocidade máxima permitida em rodovias nacionais, desde que não seja ultrapassada a jornada diária de 11,5h. A pista classe A podendo ser considerada “confortável”, de acordo com a norma ISO 2631-1, e a pista classe B “pouco desconfortável”. A aceleração de exposição normalizada de 0,21 m/s² e 0,40 m/s², respectivamente classes A e B, são consideradas seguras, como pode ser conferido na Figura 5.12.

Entretanto é preciso precaução e cuidado no caso de motoristas que percorrem por pistas classe C e D, com resultados da aceleração de exposição normalizada no assento de 0,66 m/s² e 0,76 m/s², respectivamente. A NHO-09 recomenda a adoção de medidas preventivas, como acompanhamento médico ou a diminuição da velocidade de tráfego nesse tipo de pista, visto que os limites de cuidados são atingidos em menos de 5 h de trabalho. Conforme mostrado na Tabela 5.3, o limite de velocidade recomendado para uma pista classe C é de 50 km/h, para que não haja necessidade de ações preventivas. Observa-se, através da Figura 5.12, que os resultados para as pistas classe C e D encontram-se numa região de incerteza, de acordo com a ISO 2631-1, 1997, requerendo atenção e monitoramento das condições de trabalho.

O trabalho passa a ser preocupante em estradas classe E, podendo ser considerada “relativamente desconfortável” de acordo com os níveis de conforto de rodagem estabelecidos pela ISO 2631-1, 1997, entretanto alcançando a zona de perigo relativo ao período de exposição, conforme pode ser observado na Figura 5.12. A aceleração normalizada *aren* atinge quase 1 m/s², mesmo em baixa velocidade (15 km/h), neste caso o limite para a adoção de medidas preventivas é de apenas 2h de trabalho. Nesta situação a NHO-09 recomenda, além das medidas preventivas citadas anteriormente, a adoção de medidas corretivas que visem diminuir imediatamente os níveis de exposição, como por exemplo através da modificação do amortecimento do assento ou da diminuição da jornada diária, que para tal pista e velocidade de tráfego, não poderia ultrapassar 9,8 h por dia. Observa-se que há ainda outras variáveis importantes de projeto, além do amortecimento, como a localização do assento.

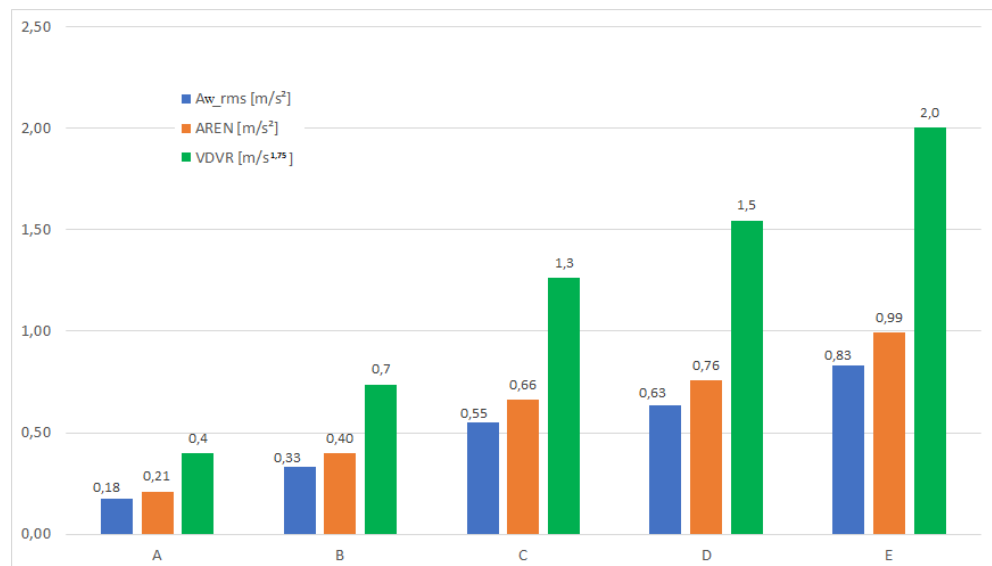


Figura 5.11 – Valores de aceleração a_{w_rms} , *aren* e VDVR para cada pista.

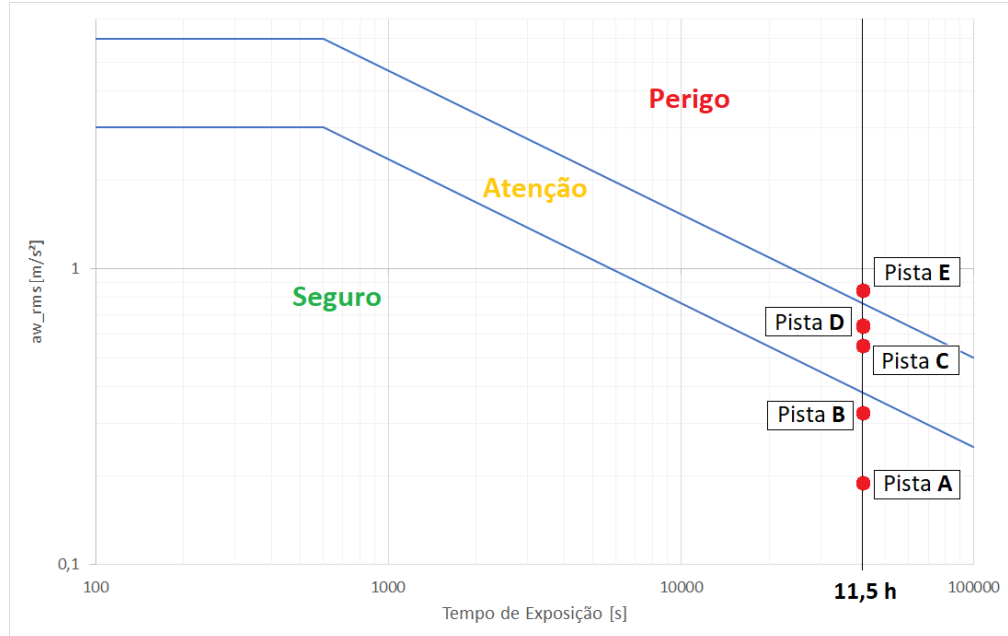


Figura 5.12 – Zona de cuidado com a saúde, segundo ISO 2631-1.

6 CONCLUSÕES

O comportamento dinâmico do caminhão trator mais o semirreboque foram modelados através da diferenciação simbólica das equações de Lagrange no MATLAB, se obtendo as equações de movimento do sistema multicorpo. O modelo proposto com 24 GDL contempla os movimentos verticais, de arfagem e de rolagem do chassi do caminhão, da cabine, dos eixos, do chassi do semirreboque, e também estende a uma proposta de modelo não linear de suspensão para os eixos em *tandem* do caminhão trator e da suspensão traseira da cabine.

Foram desenvolvidas rotinas computacionais, utilizando o MATLAB, através da integração das equações de movimento pelo método de Newmark, obtendo então os deslocamentos, velocidades e acelerações dos GDL. Uma lombada e pistas com diferentes níveis de rugosidade, de acordo com a ISO 8608, de 2016, serviram de excitação para avaliar as respostas no assento do motorista. Um modelo CAE de referência com os mesmos parâmetros dimensionais foi desenvolvido no TruckSim.

A simulação da passagem por uma lombada foi feita nos dois modelos, modelo proposto e modelo CAE. Os resultados de força de reação nos pneus do caminhão e do semirreboque, nos dois modelos, ficaram bastante próximos, assim como o movimento oscilatório após o obstáculo. Os valores de aceleração das massas suspensas do modelo proposto estão de acordo com o modelo de referência.

Observou-se que a percepção de conforto, indicada na ISO 2631-1, não pode ser considerada um limite em avaliações ocupacionais de motoristas, pois esta não considera a jornada de trabalho, ou seja, o período de exposição. Nestes casos o tempo de exposição prolongado é que pode prejudicar a saúde do indivíduo, o que também pode alterar esta percepção de conforto, portanto recomenda-se o uso dos parâmetros e limites instituídos na NHO-09. Durante a avaliação foi constatado que o parâmetro VDVR não precisa ser considerado em pistas com níveis máximos de rugosidade até a classe E, desde que não haja outros tipos de obstáculos (valetas, lombadas ou desnível da pista), uma vez que o fator de crista FC igual a 9 não é atingido.

Conclui-se que quanto maior o nível de rugosidade da pista maiores são os riscos para a saúde do motorista a longo prazo. O mesmo observa-se com a velocidade da CVC, os resultados indicam que as acelerações no assento do motorista aumentam quanto maior for a velocidade, independentemente do nível de rugosidade da pista. No entanto, a taxa de aumento da aceleração é maior até os 50 km/h, acima desta velocidade a taxa tende a diminuir. Esta tendência pode afetar a percepção de conforto do motorista, em uma aceleração constante da CVC o motorista

perceberia um maior conforto acima dos 50 km/h, pois a taxa de aumento da aceleração vertical no assento diminui, porém o valor da aceleração continua aumentando.

Ao considerar velocidades de tráfego conforme o nível de rugosidade, de acordo com a legislação nacional e a jornada de trabalho média do motorista de caminhão, constata-se que as pistas classe A e B não oferecem riscos à saúde desde que o tempo de exposição não exceda 12,7 horas diárias, sendo assim, estas condições podem ser mantidas. Estradas com nível de rugosidade classes C e D precisam de atenção por parte dos trabalhadores e empregadores, os níveis de exposição requerem acompanhamento médico ou medidas preventivas, como a diminuição da velocidade, que não poderiam ultrapassar os 50 km/h em estradas classe C ou 15 km/h em estradas classe D.

A estrada com maior nível de rugosidade avaliada neste estudo, classe E, provoca também os maiores valores de aceleração no assento do motorista. A pista classe E trafegada à 15 km/h apresenta riscos à saúde do motorista exposto pelo período médio de trabalho (11,5 h), sendo recomendado medidas preventivas e corretivas, como a diminuição da velocidade ao trafegar pela via ou a diminuição da jornada de trabalho, que segundo este estudo, não deveria ultrapassar 9,8 h diárias.

Recomenda-se em trabalhos futuros uma validação experimental do modelo proposto, de modo a refiná-lo. Outra sugestão são estudos que utilizem de dados reais quanto às condições da malha rodoviária nacional, para avaliação ocupacional; ressalta-se que os resultados aqui obtidos são referentes às pistas padronizadas pela norma ISO 8608. Além disso, recomenda-se a construção de um modelo ainda mais abrangente, que contemple movimentos de guinada do caminhão, amortecimento dos pneus, e contato pneu e solo para avaliação da dinâmica longitudinal e lateral. Igualmente, a consideração de um modelo biomecânico do motorista traria melhores detalhes para avaliação da saúde ocupacional e eventual insalubridade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abdelkareem MA, Makrahy MM, Abd-El-Tawwab AM, EL-Razaz A, Kamal Ahmed Ali M, Moheyeldein M. An analytical study of the performance indices of articulated truck semi-trailer during three different cases to improve the driver comfort. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: **Journal of Multi-body Dynamics**, vol. 232(1), p. 84-102, 2018. doi:10.1177/1464419317709895

Ahan, O., Arisoy, D., Müderrisoğlu, K., Yazici, H., Guclu, R., Vibration Control of a Semi-Trailer Truck for Confort with an Output Feedback H_{∞} Controller, **International Conference on Engineering and Natural Science**, 10.13140/RG.2.2.13836.31362, 2016.

Barbieri, F. A. A. **Prototipagem virtual: modelagem, simulação, controle e otimização de dinâmica veicular**. Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, 2002. doi 10.11606/T.18.2016.tde-18022016-103409

Beranek, L. L., István, L. V. **Noise and vibration control engineering: principles and applications**. John Wiley & Sons, New Jersey, 2006.

Birck, A. **Análise numérica das vibrações de corpo inteiro impostas a motoristas de ônibus**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2020.

Blundell, M., Harty, D., **The multibody systems approach to vehicle dynamics**. Butterworth-Heinemann, Oxônia, 2th edition, 2014.

Boaretto, J. **Comportamento estrutural de um chassi de semirreboque submetido a manobras relacionadas às dinâmicas lateral e vertical**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Bortolini, A. **Avaliação dos níveis de vibração em motoristas de composições veiculares de carga em diferentes pistas**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012

Chen, K., He, S., Xu, E., Zheng, W. and Tang, R. Ride Comfort Analysis and Multivariable Co-Optimization of the Commercial Vehicle Based on an Improved Nonlinear Model, **IEEE Access**, vol. 8, pp. 2732-2749, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2962522.

CNT, **Pesquisa CNT de Rodovias**. www.cnt.org.br, 2019, Acesso em: 22-05-2022.

CNT, **Pesquisa CNT de Rodovias**. www.cnt.org.br, 2020, Acesso em: 22-05-2022.

CNT, **Pesquisa CNT de Rodovias**. www.cnt.org.br, 2021, Acesso em: 10-06-2022.

Drehmer, L. **Otimização de parâmetros concentrados de suspensão para conforto e segurança veicular**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Fernades, J. **Uso de Suspensão Ativa na Redução da Vibração Ocupacional Transmitida a Operadores de Trator Agrícola Através do Assento**. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

Flores, C. R. **Comparação de Metodologias de Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro em Motoristas de Ônibus Através de Simulação Numérica**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 131, 2015.

Flores, M. **Estudo numérico da dinâmica vertical de veículos de carga considerando forças de amortecimento não lineares em suspensões**. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2021.

Fossati, G. **Determinação das Respostas Dinâmicas de Veículos à Excitação Causada por Diferentes Perfis de Pistas através de Análise Espectral**. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014.

Fossati, G. **Otimização multiobjetivo de parâmetros do sistema de suspensão de um modelo completo através de um algoritmo meta-heurístico**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

Fundacentro. **Norma de Higiene Ocupacional 09: Avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro**. São Paulo, 2013.

Jazar, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**. Springer, NY, 2008.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineers Warrendale, 1992.

Gillespie, T., Heavy Truck Ride, **SAE Technical Paper**, vol. 85(1), 1985.

Gipser, M., FTire—the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics, **Vehicle System Dynamics**, 45, n. S1, p. 139-151, 2007.

Griffin, M.J. **Handbook of human vibration**. Academic Press, London, 1990.

Heck, V. C. **Um Estudo Sobre Caracterização de Pavimentos Rodoviários para Simulação de Veículos e uma Análise Crítica dos Modelos Quarter Model**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

Hendrickson, E. D. History of Truck Suspension-Tandem Suspensions. **SAE Technical Paper**, Vol. 69(96), 1969.

Higham, D., Higham, N., **Matlab Guide**. SIAM, Philadelphia, 2005.

International Organization for Standardization. **ISO 8608: Mechanical Vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data**. Europe, 2016.

International Organization for Standardization. **ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration**. Europe, 1997

KLL, **Suspensões de reboque e semirreboques**, <https://www.kll.com.br>, 2022, Acesso em: 14-10-2022.

Li, D. **3-D dynamic modeling and simulation of a multi-degree of freedom 3-axle rigid truck with trailing arm bogie suspension**. Master thesis, University of Wollongong, 2006.

Milliken, W., Milliken D. **Race car vehicle dynamics**. Society of automotive engineers, Warrendale, 1995.

Můčka, P. Simulated Road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis, **Journal of Testing and Evaluation**, vol. 46(1), p. 405-418, 2018. doi: 10.1520/JTE20140493

Picoral, J. G. **Estudo Numérico Experimental da Dinâmica de Caminhões e Avaliação Relativa à Vibração de Corpo Inteiro Para Proposição de Otimização**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

Rao, S. **Vibrações mecânicas**. Pearson prentice hall, 4 th edition, São Paulo, 2009.

Rao, S. **Vibrações mecânicas**. Pearson prentice hall, 5 th edition, São Paulo, 2011.

Rill, G. **Vehicles dynamics**. Universaty of Applied Science, Regensburg, 2005.

Rodrigues, J. M. L. **Avaliação de Conforto e Saúde do Motorista em um Veículo Trafegando em uma Pista Irregular e Curva**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2022.

Sampaio, R., Trigo, F.C. Modelling and Simulation of the Rolling Dynamics of a Tractor-Trailer Truck Vehicle. **Springer**, p. 417–430, 2019. https://doi.org/10.1007/978-3-319-91217-2_29

Segal, D. J. **Highway vehicle object simulation model – programmers manual**. Buffalo, NY, 1976.

Shabana A. **Computational dynamics**. John Wiley & Sons; 3rd edition, New Jersey, 2010.

Zanol, E. **Avaliação dos níveis de vibração de corpo inteiro sofrido por motoristas de ônibus urbanos em diferentes tipos de pista**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014.

Warwas, K., Adamiec-Wójcik, I., Modeling articulated vehicles with a flexible semi-trailer, **Archive of Mechanical Engineering**, vol. 60, p. 389-407, 2013. doi: 10.2478/meceng-2013-0025, 2013.

APÊNDICE A – Perfis de pista

As Figuras abaixo apresentam a diferença entre as classes para diferentes níveis de rugosidade durante a simulação, no domínio do tempo. Observa-se que a classe A possui amplitudes máximas em torno de 0,75 cm, enquanto que no pior cenário, a classe E possui amplitudes máximas em torno de 12,5 cm, representando uma estrada bastante acidentada.

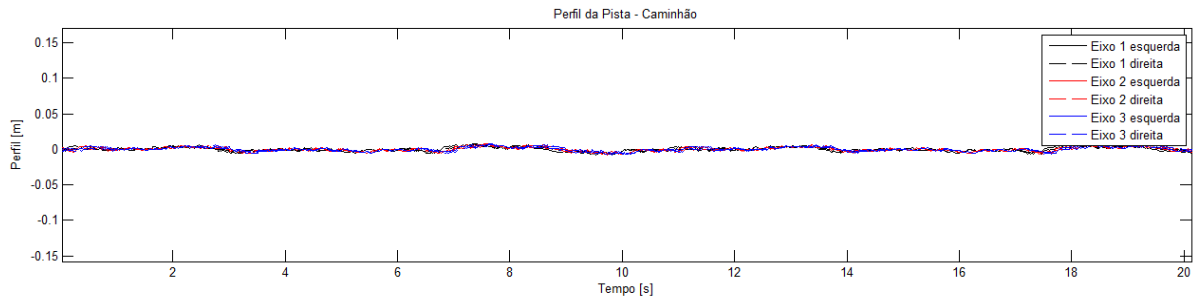


Figura A.1 – Perfil da pista classe A.

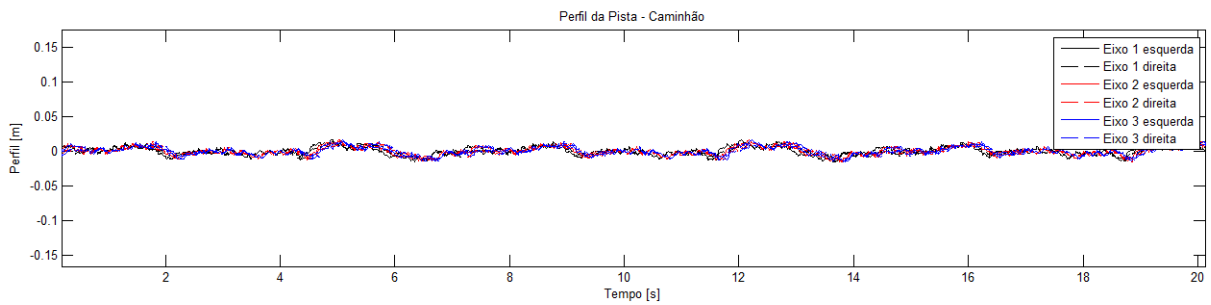


Figura A.2 – Perfil da pista classe B.

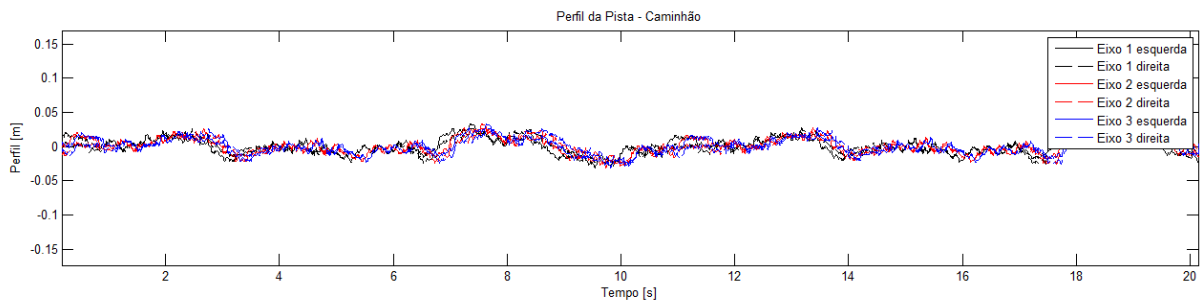


Figura A.3 – Perfil da pista classe C.

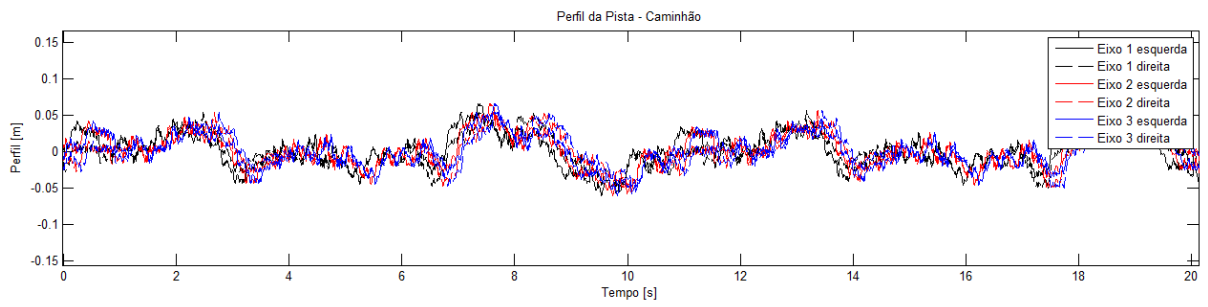


Figura A.4 – Perfil da pista classe D.

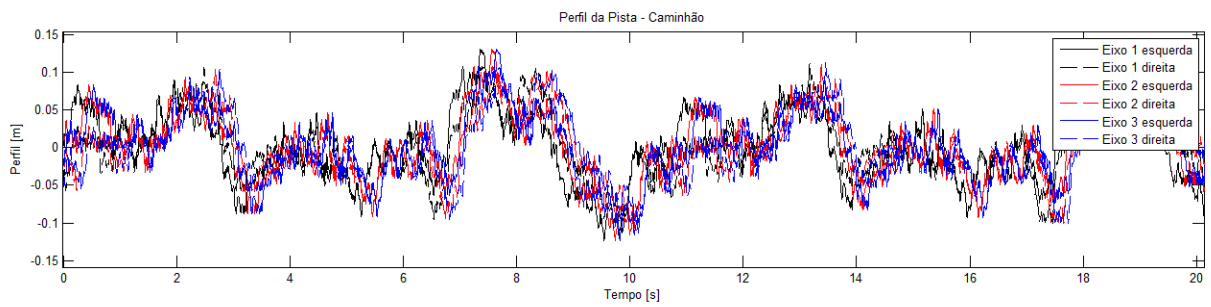


Figura A.5 – Perfil da pista classe E.

APÊNDICE B – Respostas dinâmicas

Este apêndice apresenta, primeiramente, as velocidades dos graus de liberdade relacionados aos amortecedores com forças não lineares, na suspensão traseira do caminhão trator e na suspensão traseira da cabine, assim como a própria velocidade desses amortecedores. Apresenta também as respostas de aceleração, no domínio do tempo, às excitações impostas pelos diferentes níveis de rugosidade e as forças nos pneus dos eixos pares da CVC durante a passagem pela lombada.

Na Figura B1 tem-se a velocidade vertical em função do tempo, durante a passagem do caminhão pela lombada a 50 km/h, do chassi do caminhão trator (\dot{x}_b) e da suspensão equivalente lado esquerdo (\dot{x}_{ee}). Por ser um obstáculo paralelo, onde as rodas dos lados têm o mesmo deslocamento, a velocidade da suspensão equivalente lado direito (\dot{x}_{ed}) é igual à do lado esquerdo. Observa-se no gráfico a atenuação da velocidade vertical do chassi devido à suspensão do caminhão.

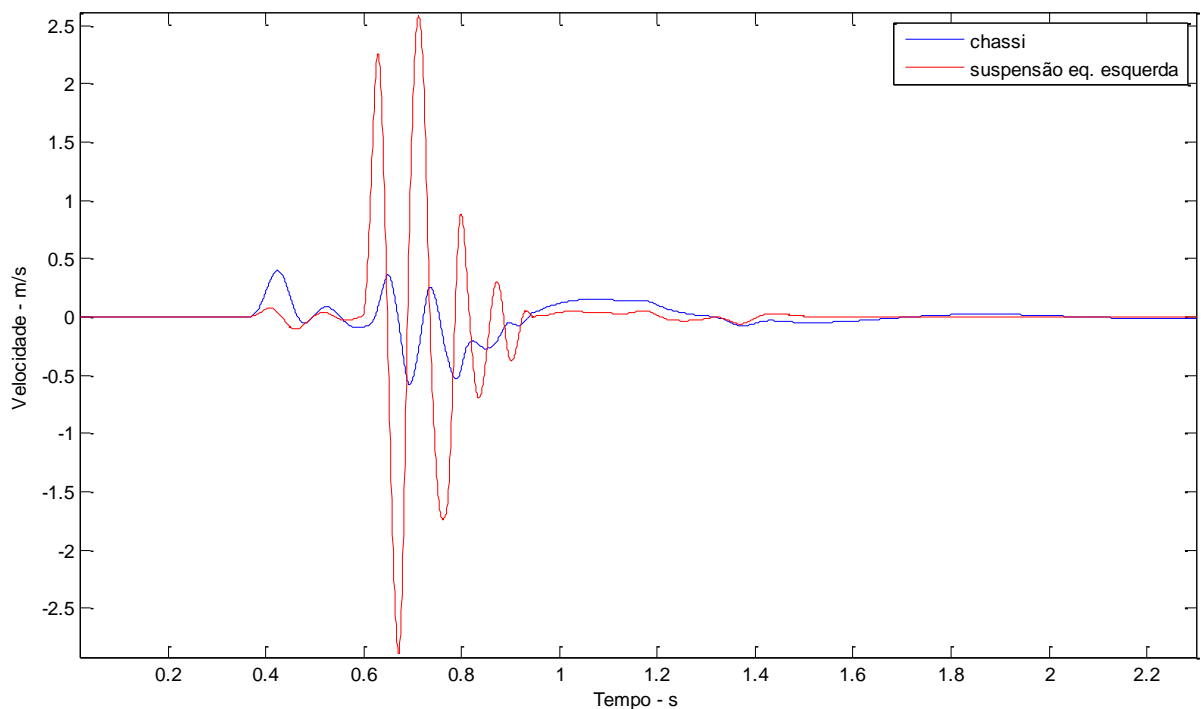


Figura B.1 – Velocidade vertical em função do tempo do chassi e da suspensão equivalente esquerda

A Figura B.2 tem-se o gráfico da velocidade angular de arfagem do chassi ($\dot{\theta}_b$) e da suspensão equivalente lado esquerdo ($\dot{\theta}_{ee}$). Observa-se também a atenuação da velocidade angular através da suspensão, mas a principal diferença entre os GDLs vem do fato de a suspensão equivalente sofrer um movimento, e conseqüentemente uma velocidade, de arfagem maior que o chassi, por conectar os eixos 2 e 3 num comprimento menor que a distância entre os eixos 1 e 2.

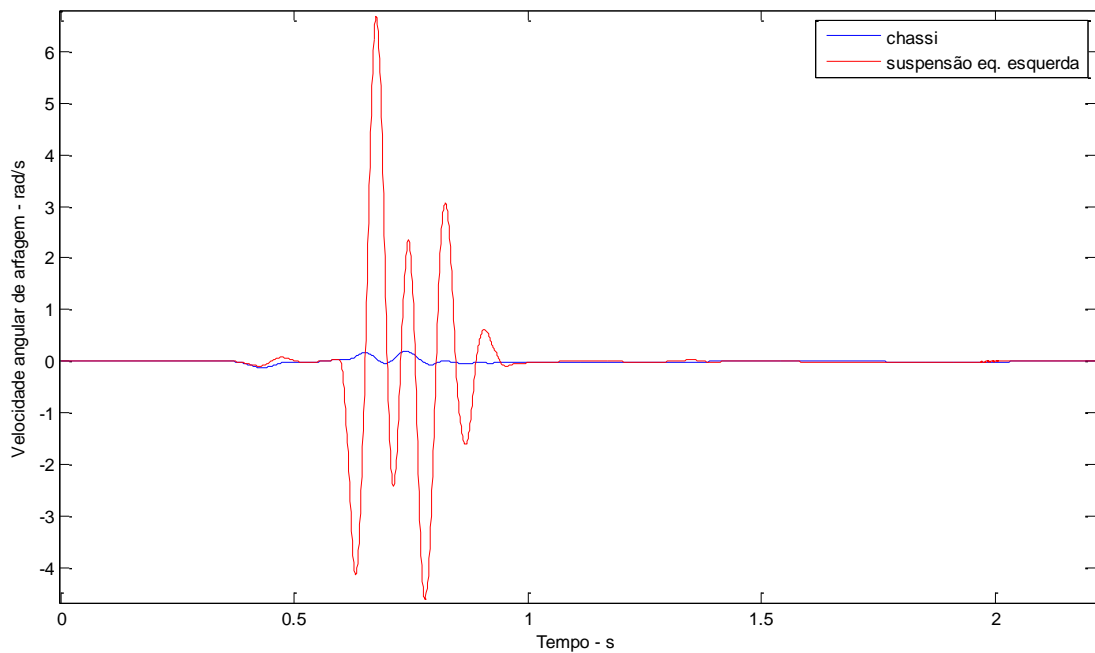


Figura B.2 – Velocidade angular de arfagem em função do tempo do chassi e da suspensão equivalente esquerda

Na Figura B.3 observa-se a variação da velocidade vertical em função do tempo, durante o procedimento de passagem pela lombada, do chassi do cavalo trator e da cabine, verifica-se que a suspensão da cabine diminui as velocidades transmitidas pelo chassi.

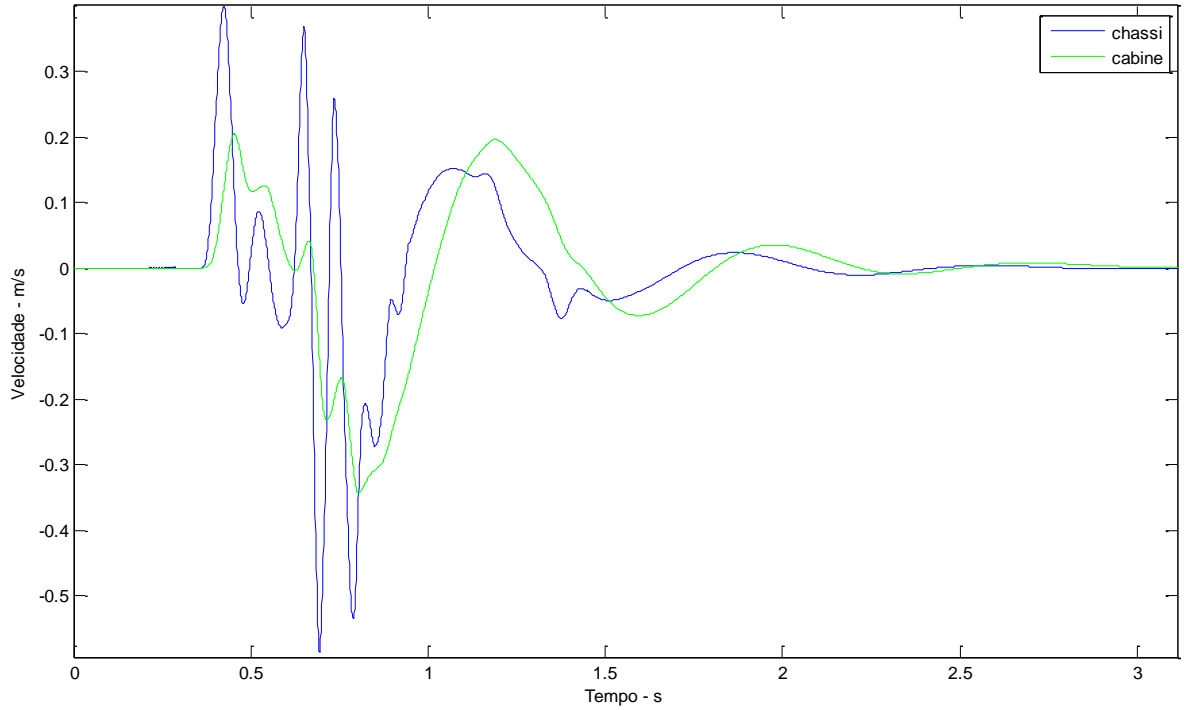


Figura B.3 – Velocidade vertical em função do tempo do chassi e da cabine

Na Figura B.4 apresenta-se a aceleração no assento do motorista, trafegando por uma pista classe A, numa velocidade de tráfego de 90 km/h.

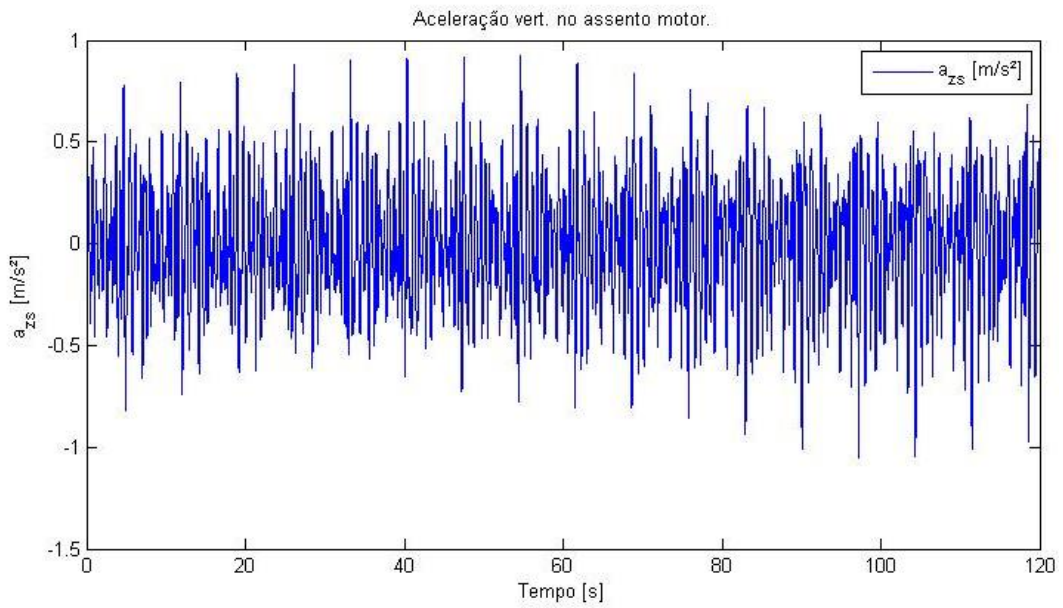


Figura B.4 – Aceleração no assento do motorista, pista classe A, 90 km/h.

Na Figura B.5, se apresenta a aceleração no assento do motorista, trafegando por uma pista classe B, numa velocidade de tráfego de 90 km/h. Na Figura B.6, se apresenta a aceleração no assento do motorista, trafegando por uma pista classe C, numa velocidade de tráfego de 60 km/h. Na Figura B.7, se apresenta a aceleração no assento do motorista, trafegando por uma pista classe D, numa velocidade de tráfego de 30 km/h.

Na Figura B.8, se apresenta a aceleração no assento do motorista, trafegando por uma pista classe E, numa velocidade de tráfego de 15 km/h.

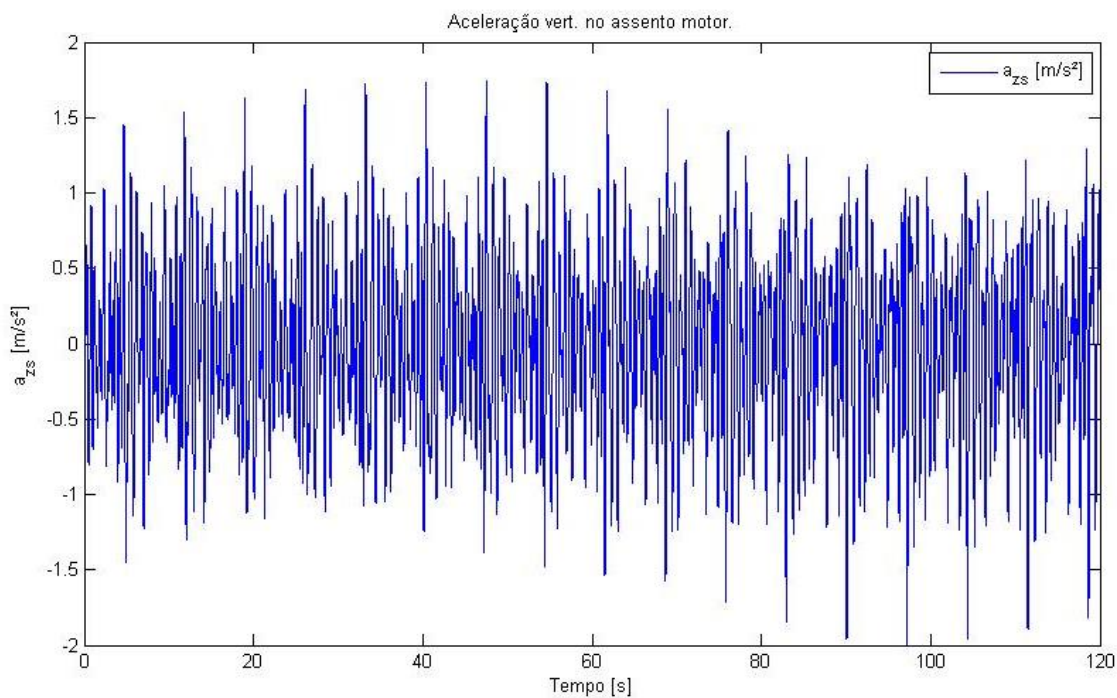


Figura B.5 – Aceleração no assento do motorista, pista classe B, 90 km/h.

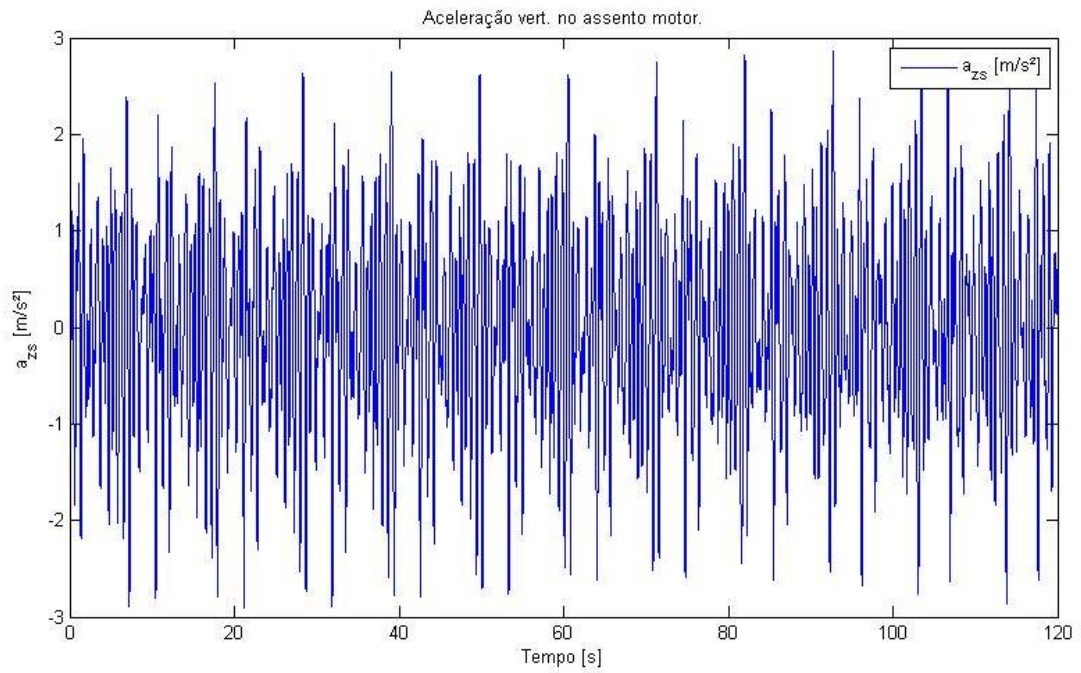


Figura B.6 – Aceleração no assento do motorista, pista classe C, 60 km/h.

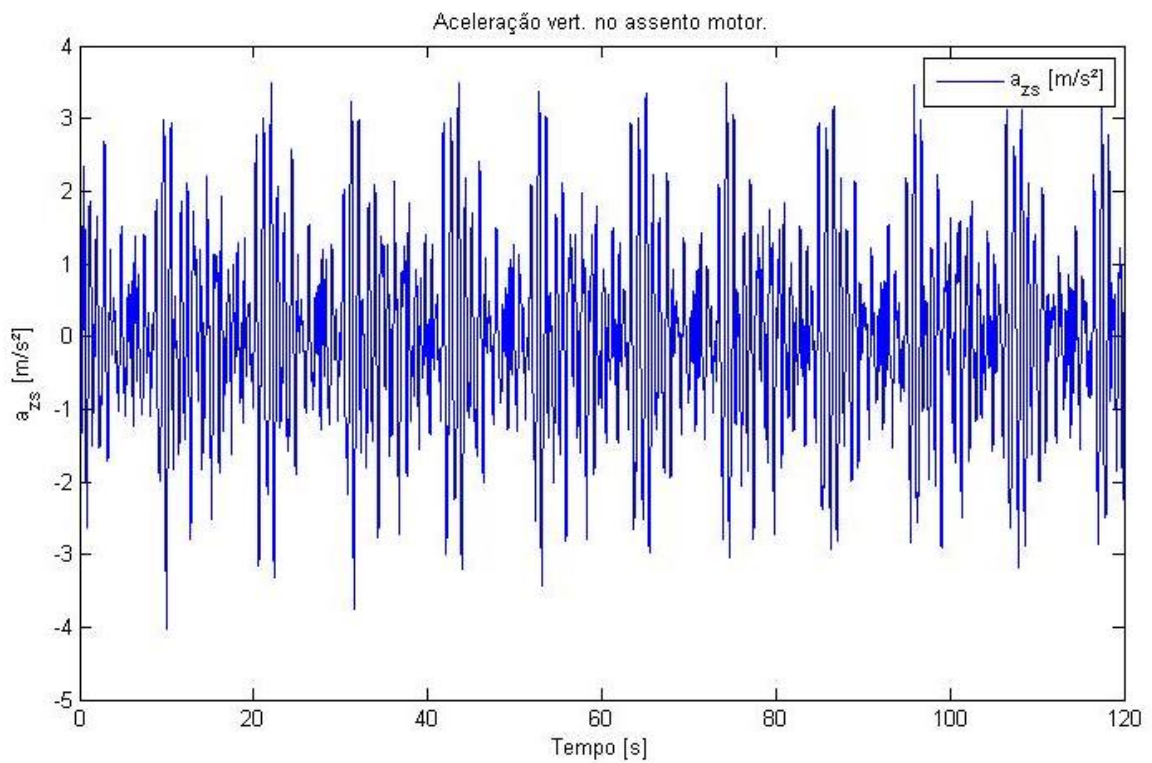


Figura B.7 – Aceleração no assento do motorista, pista classe D, 30 km/h.

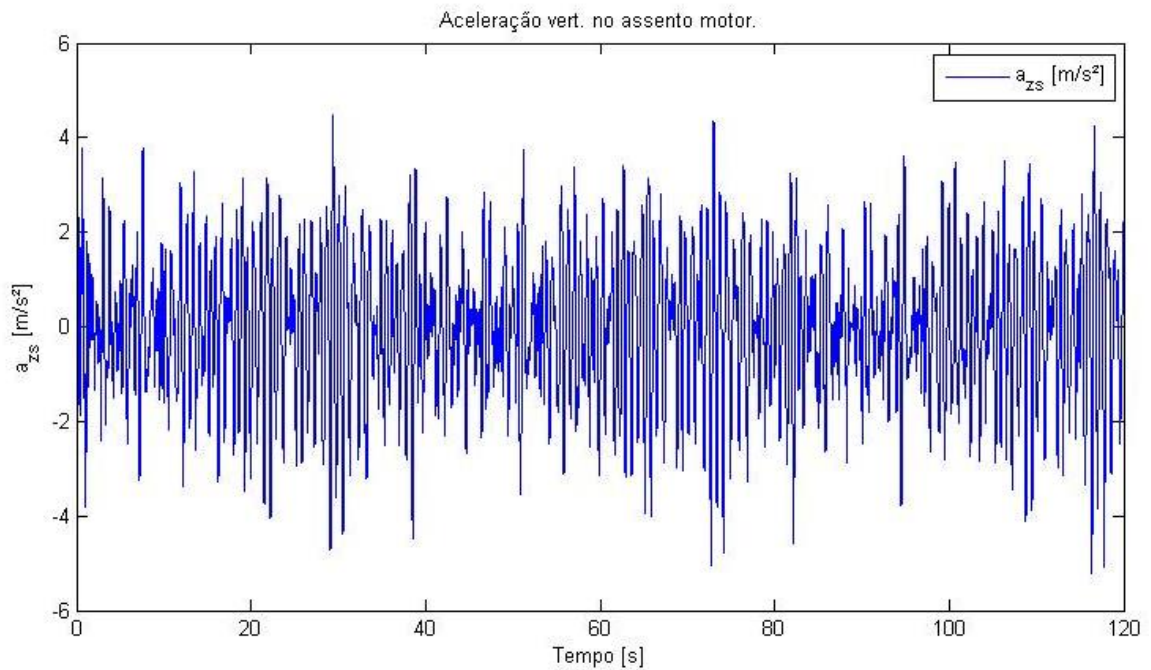


Figura B.8 – Aceleração no assento do motorista, pista classe E, 15 km/h.

As forças verticais nos pneus do caminhão e do semirreboque, nos demais eixos durante a passagem pela lombada são apresentadas abaixo. Na comparação entre as forças nos pneus do segundo eixo da CVC (Figura B.9) no modelo CAE (a) e no modelo proposto (b), observa-se um pico de 140 kN em cada lado no modelo proposto e cerca de 80 kN em cada pneu de cada lado no modelo CAE. Lembrando que o modelo desenvolvido no TruckSim considera o rodado duplo, ou seja, quatro pneus por eixo, logo cada lado recebeu um pico em torno de 160 kN no modelo CAE.

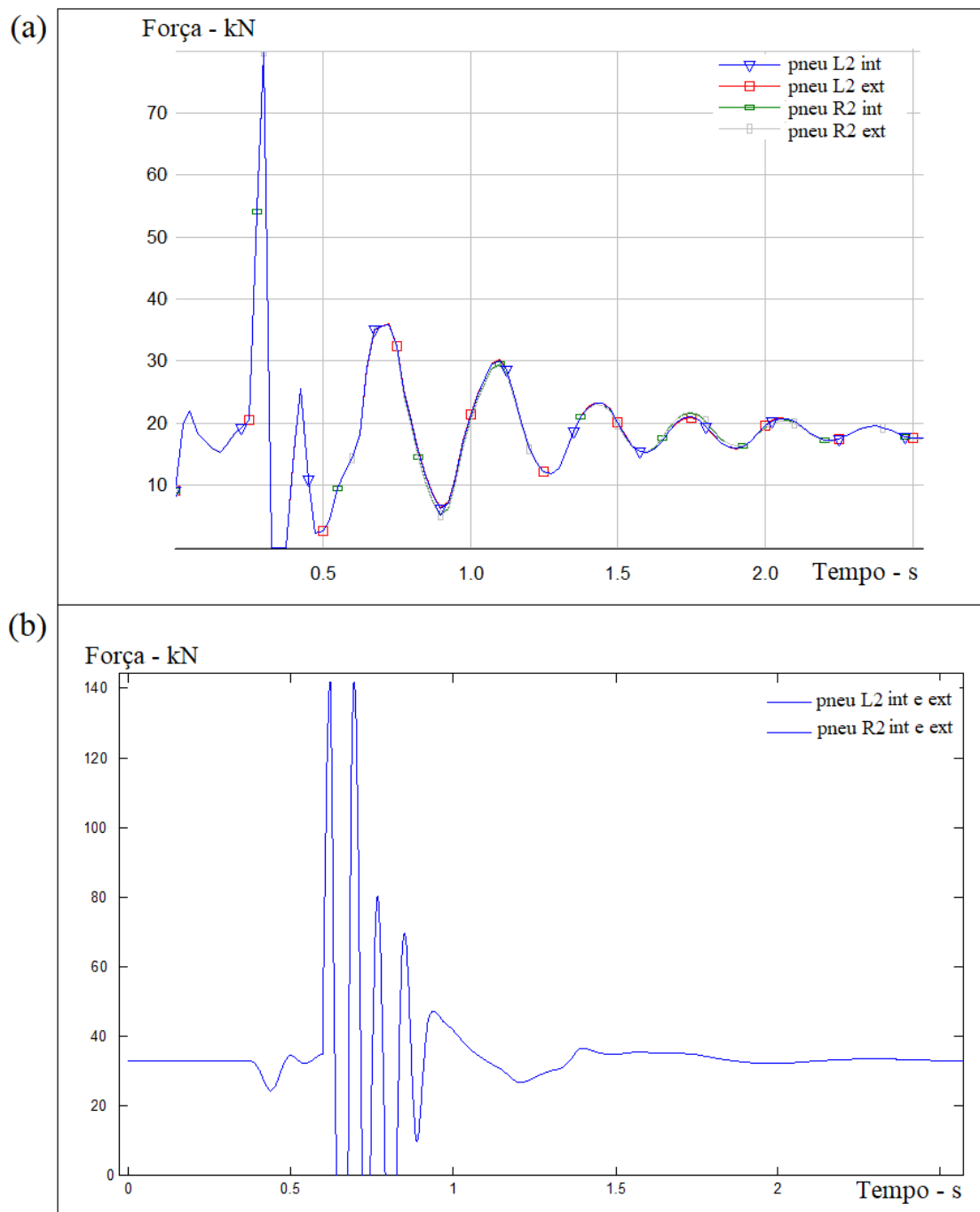


Figura B.9 – Força vertical nos pneus do eixo 2 da CVC na passagem pela lombada a 50 km/h;
(a) modelo CAE e (b) modelo proposto.

A Figura B.10 apresenta a comparação das forças verticais no eixo 4 da CVC entre os dois modelos. Observa-se a soma em torno de 140 kN das forças nos pneus internos e externos em cada lado do modelo CAE e um pico em torno de 170 kN no modelo proposto. Observa-se a oscilação da força semelhante após a passagem pela lombada.

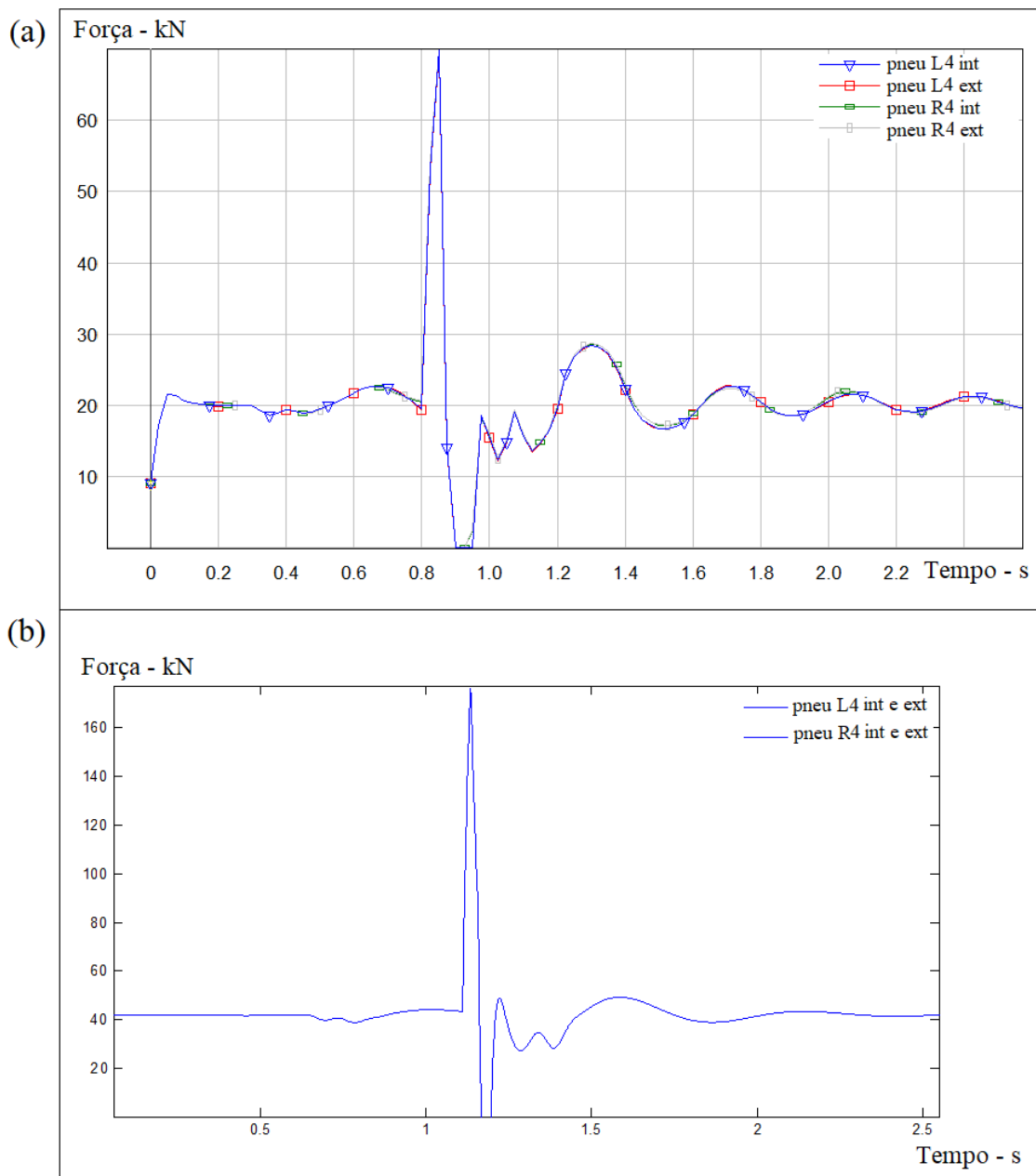


Figura B.10 – Força vertical nos pneus do eixo 4 da CVC na passagem pela lombada a 50 km/h; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.

A Figura B.11 apresenta a comparação das forças verticais no eixo 6 da CVC, o último eixo do semirreboque, entre os dois modelos. Observa-se a soma em torno de 120 kN das forças nos pneus internos e externos em cada lado do modelo CAE e um pico em torno de 160 kN no modelo proposto. Observa-se também a oscilação da força semelhante após a passagem pela lombada e a carga estática muito próxima entre os dois modelos, 40 kN em cada lado do eixo.

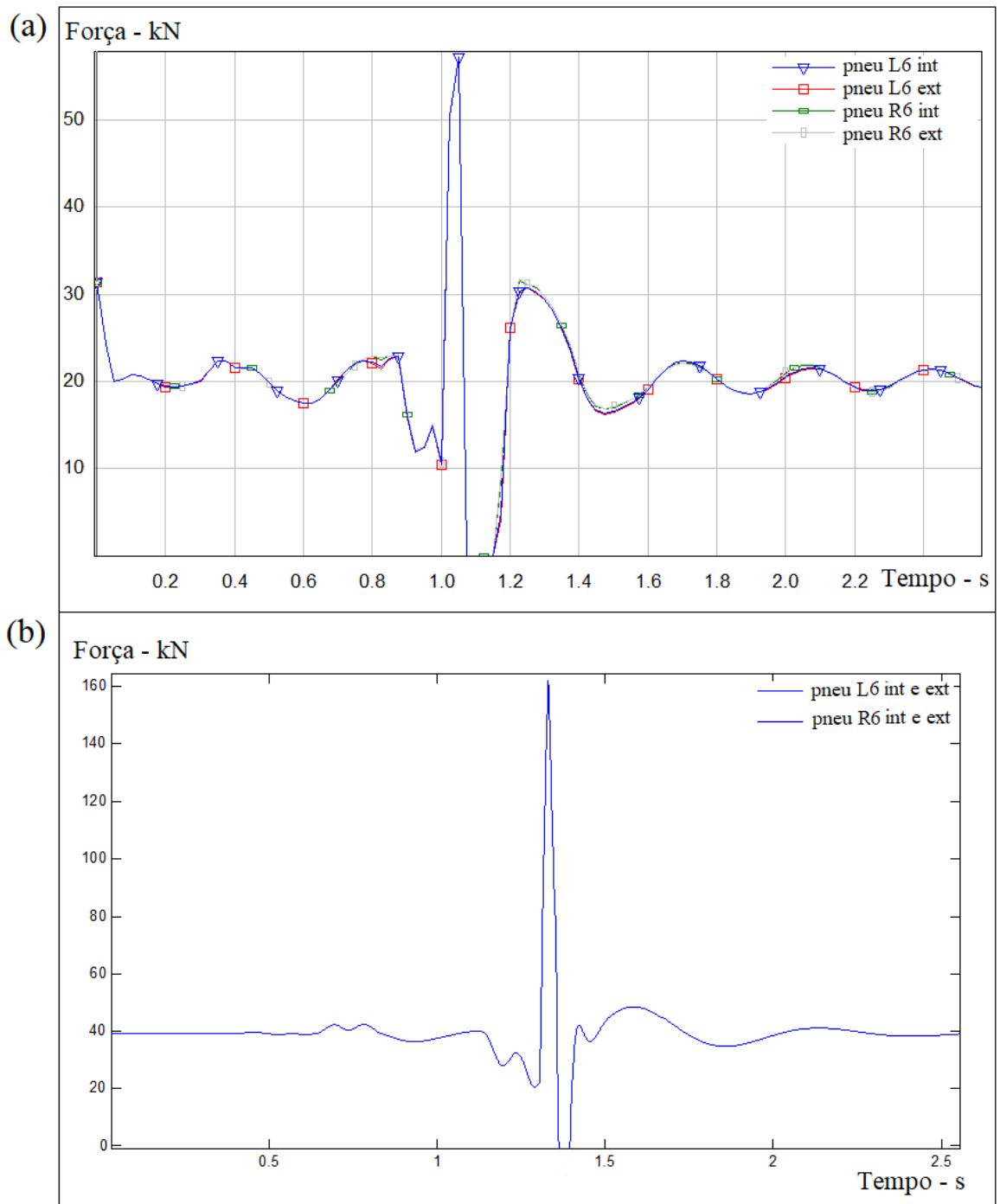


Figura B.11 – Força vertical nos pneus do eixo 6 da CVC na passagem pela lombada a 50 km/h; (a) modelo CAE e (b) modelo proposto.

Considerando o visto no capítulo 5.3.2 para a pista de classe C, a influência da velocidade na aceleração resultante no assento no motorista, observa-se na Figura B.12 a variação suavizada do Fator de Crista (FC) em função da velocidade do caminhão para cada pista analisada.

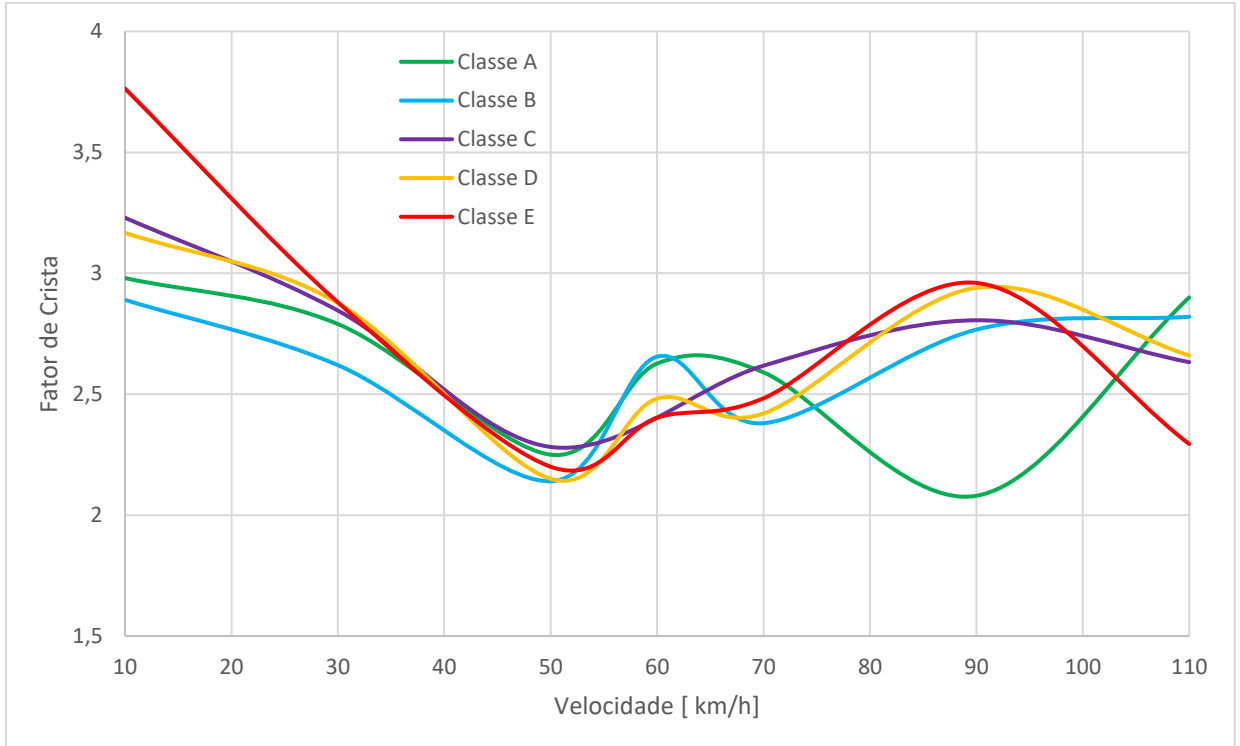


Figura B.12 – Fator de Crista em cada pista em função da velocidade.