

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

AVALIAÇÃO DE CONFORTO E SAÚDE DO MOTORISTA EM UM VEÍCULO
TRAFEGANDO EM UMA PISTA IRREGULAR E CURVA

por

José Marcelo Morimã Lima Rodrigues

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Novembro de 2022

AVALIAÇÃO DE CONFORTO E SAÚDE DO MOTORISTA EM UM VEÍCULO
TRAFEGANDO EM UMA PISTA IRREGULAR E CURVA

por

José Marcelo Morimã Lima Rodrigues
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, 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^ª. Dr^ª. Letícia Fleck Fadel Miguel

Aprovada por:

Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon, PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Luis Roberto Centeno Drehmer, UFSM

Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia, UNIPAMPA

Prof. Dr. Felipe Roman Centeno
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 22 de Novembro de 2022

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro para a elaboração deste trabalho.

Ao aluno de doutorado Leonel Echer e seus colegas do Grupo de Mecânica Aplicada (GMAp) da UFRGS pela elaboração do *template* do PROMEC em LateX, fundamental para a elaboração da presente versão em formato doc.

À minha orientadora Prof^a. Dr^a. Leticia Fleck Fadel Miguel pela orientação e pelo apoio fornecido na realização deste trabalho.

À minha família, em especial, à minha avó Ana Perussi Rodrigues e ao meu pai Marcelo de Arimathéia Lima Rodrigues, por todo o suporte prestado.

À minha psicóloga Danielle Nogueira e ao meu psiquiatra Nicolau Ávila pelo suporte profissional psicológico prestado no momento mais difícil da minha vida.

Aos meus amigos Victor Tetilla, Yago Mansilla, Eduardo Feron e Diego Gonçalves por serem verdadeiros irmãos durante toda minha vida.

RESUMO

Este estudo apresenta uma metodologia de análise para auxiliar na estimativa do nível de conforto e saúde que motoristas de veículos estarão submetidos ao trafegar sobre pistas irregulares e curvas. A ferramenta desenvolvida consiste em rotinas no MATLAB que simulam modelos de veículos, que consideram as dinâmicas vertical, lateral e longitudinal, trafegando sobre pistas irregulares, conforme a norma ISO 8608 (1995) – “*Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data*”, e curvas. São utilizados o Método de Integração de Newmark e o Método de Runge-Kutta (através da função *ode45*) para obtenção das respostas dinâmicas, que são exibidas em diversos gráficos. A aceleração RMS (*Root Mean Square*) vertical no assento do motorista é de $2,9903 \text{ m/s}^2$, a longitudinal no assento do motorista é de $0,0174 \text{ m/s}^2$ e a lateral no assento do motorista é de $0,1402 \text{ m/s}^2$. Esses valores RMS obtidos implicam, conforme a norma ISO 2631-1 (1997) – “*Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements*”, em uma provável sensação extremamente desconfortável para o eixo vertical e uma provável sensação não desconfortável para os eixos longitudinal e lateral. O valor do indicador de aceleração resultante da exposição normalizada (aren) obtido é de $0,1185 \text{ m/s}^2$, o qual não excede o limite de exposição e o nível de ação. O valor do indicador de valor da dose de vibração resultante (VDVR) obtido é de $9,8294 \text{ m/s}^{1,75}$, o qual não excede o limite de exposição, porém excede o nível de ação, sendo obrigatória adoção de medidas de caráter preventivo conforme Anexo 01 da Norma Regulamentadora 09 (1995) – “Programa de Prevenção de Riscos Ambientais”. Por fim, identifica-se que os raios de curvatura das curvas estão diretamente ligados ao conforto e saúde do motorista, pois quanto maiores os raios de curvatura, menores serão as acelerações laterais e, conseqüentemente, maior será o conforto e a segurança do motorista.

Palavras-chave: Avaliação de Conforto e Saúde; Resposta Dinâmica; Modelo de Veículo; Pistas Curvas; ISO 8608; ISO 2631-1; NR-09.

ABSTRACT

This study presents an analysis methodology to help estimate the level of comfort and health that vehicle drivers will be submitted to when traveling on irregular and curved roads. The developed tool consists of routines in MATLAB that simulate vehicle models, which consider the vertical, lateral and longitudinal dynamics, traveling on irregular tracks, according to the ISO 8608 (1995) standard – “Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data”, and curves. The Newmark Integration Method and the Runge-Kutta Method (through the *ode45* function) are used to obtain dynamic responses, which are displayed in different graphs. The vertical RMS (Root Mean Square) acceleration in the driver's seat is $2,9903 \text{ m/s}^2$, the longitudinal RMS acceleration in the driver's seat is $0,0174 \text{ m/s}^2$ and the lateral RMS acceleration in the driver's seat is $0,1402 \text{ m/s}^2$. These RMS values obtained imply, according to the ISO 2631-1 (1997) standard – “Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements”, in a probable extremely uncomfortable sensation for the vertical axis and a likely non-uncomfortable feel for the longitudinal and lateral axes. The resulting normalized exposure acceleration indicator value (aren) obtained is $0,1185 \text{ m/s}^2$, which does not exceed the exposure limit and action level. The value of the resulting vibration dose value (VDVR) indicator obtained is $9,8294 \text{ m/s}^{1,75}$, which does not exceed the exposure limit, but exceeds the action level, requiring the adoption of safety measures. preventive character according to Annex 01 of Regulatory Standard 09 (1995) – “Environmental Risk Prevention Program”. Finally, it is identified that the radius of curvature of the curves are directly linked to the comfort and health of the driver, since the greater the radius of curvature, the smaller the lateral accelerations and, consequently, the greater the comfort and safety of the driver.

Keywords: Comfort and Health Assessment; Dynamic Response; Vehicle Model; Curved Tracks; ISO 8608; ISO 2631-1; NR-09.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa.....	3
1.2	Objetivos.....	3
1.3	Organização do Trabalho.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
3.1	Modelo de Veículo (Vertical).....	13
3.2	Perfil de Pista Irregular – Norma ISO 8608 (1995).....	19
3.3	Modelo de Veículo (Lateral e Longitudinal).....	23
3.4	Perfil de Pista Curva.....	26
3.5	Transferência dos Efeitos dos Modelos de Veículo	29
3.6	Avaliação de Conforto Veicular	30
3.7	Avaliação de Saúde do Motorista.....	31
3.8	Método de Integração de Newmark.....	34
3.9	Função ode45 do MATLAB – Método de Runge-Kutta.....	36
4	METODOLOGIA.....	37
4.1	Delineamento do Trabalho	37
4.2	Dados de Entrada para as Verificações	37
4.3	Verificação do Modelo de Veículo (Vertical).....	39
4.4	Verificação do Modelo de Veículo (Lateral e Longitudinal).....	42
4.5	Verificação do Método de Integração de Newmark.....	44
5	RESULTADOS	47
5.1	Dados de Entrada Utilizados para Obtenção dos Resultados	47
5.2	Perfil de Pista Irregular Gerado Conforme a Norma 8608.....	48
5.3	Resposta Dinâmica do Modelo de Veículo (Vertical).....	50
5.4	Perfil de Pista Curva Gerado	53
5.5	Resposta Dinâmica do Modelo de Veículo (Lateral e Longitudinal).....	54
5.6	Transferência de Efeitos dos Modelos de Veículo Utilizados.....	56
5.7	Avaliação do Conforto conforme a norma ISO 2631-1 (1997).....	58
5.8	Avaliação da Saúde conforme o Anexo 01 da NR-09 (1995).....	59
5.9	Relação entre Raios de Curvatura e o Conforto e a Saúde do Motorista	59

6 CONCLUSÕES.....	65
6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67
APÊNDICE A – Equacionamento do método analítico para o sistema de 1 grau de liberdade.....	74
APÊNDICE B – Fluxogramas das lógicas de programação das rotinas criadas.....	76
RECADO PARA O LEITOR – Contato para dúvidas em relação aos conceitos e os códigos do presente estudo.....	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1	Modelo de veículo proposto por Pereira (2013).	14
Figura 3.2	Sistema de classificação de rodovias de diferentes graus de irregularidades.	21
Figura 3.3	Modelo de veículo planar rígido proposto por Jazar (2008).	24
Figura 3.4	Exemplo de curva circular horizontal de concordância.	26
Figura 4.1	Organograma apresentando todas as etapas da metodologia proposta.	37
Figura 4.2	Perfil de pista: (a) Obtido neste trabalho; (b) Proposto por Pereira (2013).	40
Figura 4.3	Deslocamento no assento do motorista obtido: (a) neste trabalho; (b) por Pereira (2013).	41
Figura 4.4	Comparação das respostas do modelo planar rígido obtidas: (a) no presente estudo; (b) por Jazar (2008).	42
Figura 4.5	Comparação das velocidades de guinada do modelo planar rígido obtidas: (a) no presente estudo; (b) por Jazar (2008).	43
Figura 4.6	Sistema de um grau de liberdade.	44
Figura 4.7	Comparação das soluções obtidas através do método analítico e do método de Newmark.	46
Figura 5.1	Sistema de classificação de rodovias gerado.	49
Figura 5.2	Sinal gerado conforme a norma ISO 8608 para cada classe de pista.	50
Figura 5.3	Sinal gerado conforme a norma ISO 8608 para a classe C de pista.	51
Figura 5.4	Resposta dinâmica do assento do motorista obtida para o modelo de veículo (vertical) submetido ao perfil de pista irregular classe C em termos de: (a) Deslocamento; (b) Velocidade; (c) Aceleração.	51
Figura 5.5	Trajeto gerado com pistas curvas (valores em metros).	53
Figura 5.6	Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva, em termos de velocidade em função do tempo.	54
Figura 5.7	Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva, em termos de aceleração em função do tempo.	55

Figura 5.8	Acelerações transferidas para o assento do motorista: (a) Longitudinal; (b) Lateral.	56
Figura 5.9	Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva (simulação 2), em termos de aceleração em função do tempo.	60
Figura 5.10	Aceleração lateral transferida para o assento do motorista (simulação 2).	61
Figura 5.11	Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva (simulação 3), em termos de aceleração em função do tempo.	62
Figura 5.12	Aceleração lateral transferida para o assento do motorista (simulação 3).	63
Figura B.1	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o Método de Integração de Newmark.	76
Figura B.2	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para geração de pistas irregulares conforme a norma ISO 8608.	77
Figura B.3	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o modelo de veículo vertical.	78
Figura B.4	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a geração de pistas curvas.	79
Figura B.5	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o modelo de veículo lateral e longitudinal.	80
Figura B.6	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para realizar a transferência de efeitos para o assento do motorista.	81
Figura B.7	Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a avaliação do conforto e saúde do motorista.	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Variáveis do modelo de veículo vertical e suas respectivas unidades de medida.	14
Tabela 3.2	Variáveis do perfil de pista irregular e suas respectivas unidades de medida.	20
Tabela 3.3	Intervalos e médias geométricas da PSD de referência em termos de deslocamentos verticais para diferentes classes de pistas, em unidades de frequência espacial.	21
Tabela 3.4	Variáveis do método de Shinozuka e Jan (1972) e suas respectivas unidades de medida.	22
Tabela 3.5	Variáveis da defasagem e suas respectivas unidades de medida.	23
Tabela 3.6	Variáveis modelo de veículo planar rígido e suas respectivas unidades de medida.	25
Tabela 3.7	Variáveis do desenvolvimento da curva e suas respectivas unidades de medida.	27
Tabela 3.8	Valores mínimos de raios de curvatura para que a superelevação seja dispensável.	27
Tabela 3.9	Variáveis das equações de ângulo de esterçamento e de coeficiente de subviragem e suas respectivas unidades de medida.	28
Tabela 3.10	Variáveis das equações de transferências de efeitos e suas respectivas unidades de medida.	29
Tabela 3.11	Avaliação do conforto em função dos valores RMS ponderados das acelerações impostas ao corpo humano proposta pela norma ISO 2631-1.	30
Tabela 3.12	Variáveis do cálculo do RMS e suas respectivas unidades de medida.	31
Tabela 3.13	Variáveis do cálculo do VDVR e suas respectivas unidades de medida.	32
Tabela 3.14	Variáveis do cálculo do aren e suas respectivas unidades de medida.	34
Tabela 3.15	Valores estabelecidos pelo Anexo 01 da NR-09 para VDVR e aren.	34
Tabela 4.1	Dados de entrada para verificação do modelo de veículo (vertical) fornecidos por Pereira (2013).	38

Tabela 4.2	Dados de entrada utilizados no método de integração de Newmark.	38
Tabela 4.3	Dados de entrada utilizados para verificação do modelo de veículo (lateral e longitudinal).	39
Tabela 4.4	Variáveis do método analítico e suas respectivas unidades de medida.	44
Tabela 4.5	Dados de entrada para o sistema de um grau de liberdade.	45
Tabela 5.1	Dados de entrada utilizados para obtenção dos resultados.	47
Tabela 5.2	Principais características de cada trecho do trajeto gerado.	54
Tabela 5.3	Valores RMS ponderados das acelerações obtidas e prováveis sensações conforme a norma ISO 2631-1 (1997).	58
Tabela 5.4	Valores de fator de crista obtidos e verificação da necessidade de avaliação adicional conforme a norma ISO 2631-1 (1997).	58
Tabela 5.5	Comparação dos valores de VDVR e aren obtidos com os valores de referência fornecidos pelo Anexo 01 da NR-09 (1995).	59
Tabela 5.6	Simulações criadas para analisar a relação dos raios de curvatura e o conforto e a saúde do motorista.	60
Tabela 5.7	Comparação dos valores RMS das acelerações laterais ponderadas na frequência obtidas e as prováveis sensações conforme a norma ISO 2631-1 (1997) para as três simulações.	63
Tabela 5.8	Comparação dos valores de VDVR e aren obtidos para as três simulações.	64

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

aren	Aceleração resultante da exposição normalizada
BS	<i>British Standard</i>
CG	Centro de gravidade
DLC	<i>Double Lane Change</i>
FC	Fator de crista
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MATLAB	<i>Matrix Laboratory</i>
NHO	Norma de higiene ocupacional
NR	Norma regulamentadora
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PSD	Densidade espectral de potência
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SUV	<i>Sport-Utility Vehicle</i>
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
VDV	Valor da dose de vibração
VDVR	Valor da dose de vibração resultante

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Distância do eixo dianteiro do veículo até o CG [m]
am_j	Acelerações ponderadas na frequência em função do tempo para cada eixo j considerado [m/s^2]
am_r	Aceleração média resultante [m/s^2]
are	Aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional diária [m/s^2]
$aren$	Aceleração resultante da exposição normalizada [m/s^2]
$arep_i$	Aceleração média resultante representativa da componente de exposição i [m/s^2]
a_w	Aceleração ponderada na frequência em função do tempo [m/s^2]
A_0	Constante zero do método de Newmark [s^{-2}]
A_1	Constante um do método de Newmark [s^{-1}]
A_2	Constante dois do método de Newmark [Adimensional]
A_5	Constante cinco do método de Newmark [s^{-1}]
A_6	Constante seis do método de Newmark [Adimensional]
A_7	Constante sete do método de Newmark [s]
AC	Ângulo central [graus]
b	Distância do eixo traseiro do veículo até CG [m]
c	Coefficiente de amortecimento do amortecedor do sistema de um grau de liberdade [N.s/m]
c_a	Coefficiente de amortecimento do assento [N.s/m]
c_1	Coefficiente um de amortecimento da suspensão [N.s/m]
c_2	Coefficiente dois de amortecimento da suspensão [N.s/m]
c_3	Coefficiente três de amortecimento da suspensão [N.s/m]
c_4	Coefficiente quatro de amortecimento da suspensão [N.s/m]
C	Matriz de amortecimento [N.s/m]
$C_{\alpha f}$	Coefficiente de rigidez lateral das rodas dianteiras [N/rad]
$C_{\alpha r}$	Coefficiente de rigidez lateral das rodas traseiras [N/rad]
D	Desenvolvimento da curva [m]
Def	Defasagem entre os pneus dianteiros e traseiros [s]
f_j	Fator de multiplicação em função do eixo j considerado [Adimensional]

\vec{F}	Vetor de força [N]
F_0	Amplitude da força de excitação harmônica [N]
FC	Fator de crista [Adimensional]
F_{xf}	Forças longitudinais no eixo dianteiro [N]
F_{xr}	Forças longitudinais no eixo traseiro [N]
$G_d(f)$	PSD de deslocamentos verticais de frequência temporal [m ² s]
$G_d^*(f_k)$	PSD de deslocamentos verticais da rodovia [m ² s]
$G_d(n)$	PSD de deslocamentos verticais [m ³]
$G_d(n_0)$	PSD de referência de deslocamentos verticais [m ³]
h	Variação do tempo para o Método de Runge-Kutta [s]
h_a	Altura do assento do motorista [m]
H	Função <i>Heaviside</i> [Adimensional]
I_x	Momento de inércia de inércia de rolagem [kg.m ²]
I_y	Momento de inércia de inércia de arfagem [kg.m ²]
I_z	Momento de inércia de guinada [kg.m ²]
k	Coefficiente de rigidez do amortecedor do sistema de um grau de liberdade [N/m]
k_a	Coefficiente de rigidez do assento [N/m]
k_1	Coefficiente um de rigidez da suspensão [N/m]
k_2	Coefficiente dois de rigidez da suspensão [N/m]
k_3	Coefficiente três de rigidez da suspensão [N/m]
k_4	Coefficiente quatro de rigidez da suspensão [N/m]
k_{t1}	Coefficiente de rigidez do pneu um [N/m]
k_{t2}	Coefficiente de rigidez do pneu dois [N/m]
k_{t3}	Coefficiente de rigidez do pneu três [N/m]
k_{t4}	Coefficiente de rigidez do pneu quatro [N/m]
K	Matriz de rigidez [N/m]
K_v	Coefficiente de subviragem [rad/m/s ²]
m	Massa do bloco do sistema de um grau de liberdade [kg]
m_a	Massa do assento [kg]
m_c	Massa da carroceria [kg]
m_f	Massa das rodas dianteiras [kg]

m_r	Massa das rodas traseiras [kg]
m_1	Massa não suspensa um [kg]
m_2	Massa não suspensa dois [kg]
m_3	Massa não suspensa três [kg]
m_4	Massa não suspensa quatro [kg]
M	Matriz de massa [kg]
n	Frequência espacial [ciclos/m]
n_i	Número de repetições da componente i ao longo da jornada de trabalho [Adimensional]
n_0	Frequência espacial de referência [ciclos/m]
N	Número de componentes do intervalo de frequências [Adimensional]
r	Velocidade angular de guinada [rad/s]
\dot{r}	Aceleração angular de guinada [rad/s ²]
R	Raio de curvatura [m]
RMS	Valor quadrático médio [m/s ²]
s	Número de amostras da componente de exposição i que foram mensuradas [Adimensional]
t	Tempo [s]
t_i	Passo de tempo anterior [s]
t_{i+1}	Passo de tempo atual [s]
T	Duração da exposição medida [s]
T_{amos}	Tempo total de medição das diferentes amostras [s]
T_{exp}	Tempo de exposição ao longo da jornada de trabalho [s]
T_i	Intervalo de tempo da aceleração média resultante [s]
T_0	Tempo de duração padrão de 8 horas ou 28800 segundos [s]
u_{b1}	Deslocamento imposto pela pista na roda um [m]
u_{b2}	Deslocamento imposto pela pista na roda dois [m]
u_{b3}	Deslocamento imposto pela pista na roda três [m]
u_{b4}	Deslocamento imposto pela pista na roda quatro [m]
v	Velocidade do veículo [m/s]
v_x	Velocidade longitudinal do veículo [m/s]

v_y	Velocidade lateral do veículo [m/s]
v_0	Velocidade inicial do sistema de um grau de liberdade [m/s]
\dot{v}_x	Aceleração longitudinal do veículo [m/s ²]
\dot{v}_y	Aceleração lateral do veículo [m/s ²]
VDV_{expj}	Valor da dose de vibração representativo da exposição ocupacional diária no eixo j [m/s ^{1,75}]
VDV_j	Valor da dose de vibração medido no eixo j [m/s ^{1,75}]
$VDVR$	Valor da dose de vibração resultante [m/s ^{1,75}]
w	Metade da largura do veículo [m]
W	Expoente da PSD de deslocamentos verticais [Adimensional]
x_a	Posição no eixo x do assento do motorista em relação ao CG da carroceria [m]
x_0	Deslocamento inicial do sistema de um grau de liberdade [m]
\ddot{x}_a	Aceleração longitudinal transferida para o assento do motorista [m/s ²]
\ddot{x}_c	Aceleração longitudinal da carroceria [m/s ²]
\vec{x}	Vetor de deslocamento [m]
$\vec{\dot{x}}$	Vetor de velocidade [m/s]
$\vec{\ddot{x}}$	Vetor de aceleração [m/s ²]
\vec{X}	Resposta do método de Runge-Kutta [Varia conforme as equações utilizadas]
y_a	Posição no eixo y do assento do motorista em relação ao CG da carroceria [m]
\dot{y}_a	Aceleração lateral transferida para o assento do motorista [m/s ²]
\dot{y}_c	Aceleração longitudinal da carroceria [m/s ²]
z_a	Deslocamento vertical do assento [m]
z_c	Deslocamento vertical da carroceria [m]
z_1	Deslocamento vertical da roda um [m]
z_2	Deslocamento vertical da roda dois [m]
z_3	Deslocamento vertical da roda três [m]
z_4	Deslocamento vertical da roda quatro [m]
\dot{z}_a	Velocidade vertical do assento [m/s]
\dot{z}_c	Velocidade vertical da carroceria [m/s]
\dot{z}_1	Velocidade vertical da roda um [m/s]
\dot{z}_2	Velocidade vertical da roda dois [m/s]

\dot{z}_3	Velocidade vertical da roda três [m/s]
\dot{z}_4	Velocidade vertical da roda quatro [m/s]
\ddot{z}_a	Aceleração vertical do assento [m/s ²]
\ddot{z}_c	Aceleração vertical da carroceria [m/s ²]
\ddot{z}_1	Aceleração vertical da roda um [m/s ²]
\ddot{z}_2	Aceleração vertical da roda dois [m/s ²]
\ddot{z}_3	Aceleração vertical da roda três [m/s ²]
\ddot{z}_4	Aceleração vertical da roda quatro [m/s ²]
$\vec{z}(t)$	Vetor de deslocamentos verticais da rodovia [m]
α	Constante alfa do método de Newmark [Adimensional]
β	Constante beta do método de Newmark [Adimensional]
δ	Ângulo de esterçamento [rad]
ζ	Razão de amortecimento do sistema de um grau de liberdade [Adimensional]
θ	Ângulo de arfagem [rad]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular de arfagem da carroceria [rad/s]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular de arfagem da carroceria [rad/s ²]
ϕ	Ângulo de rolagem [rad]
$\dot{\phi}$	Velocidade angular de rolagem da carroceria [rad/s]
$\ddot{\phi}$	Aceleração angular de rolagem da carroceria [rad/s ²]
ψ_k	Variável aleatória independente com distribuição uniforme no intervalo compreendido entre 0 e 2π rad [rad]
ω	Frequência de excitação do sistema de um grau de liberdade [rad/s]
ω_n	Frequência natural do sistema de um grau de liberdade [rad/s]
ω_d	Frequência natural do sistema amortecido do sistema de um grau de liberdade [rad/s]
Δf_k	Resolução de frequência [ciclos/s]
Δt	Intervalo de tempo do método de Newmark [s]

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho irá apresentar uma metodologia completa para determinar a resposta dinâmica de veículos trafegando em estradas de perfis irregulares e curvos. A partir desta resposta, será possível avaliar os níveis de vibração que chegam ao motorista. Para isso serão elaboradas diversas rotinas computacionais no MATLAB.

Pensando em termos de aplicações reais em engenharia, mais especificamente na área de dinâmica de veículos, a realização de uma análise computacional de baixo custo financeiro se torna interessante para fases iniciais de projeto. Tais modelagens computacionais criam um norte para que os projetistas possam criar protótipos com maior probabilidade de sucesso. Como visto acima, este estudo cria uma abordagem computacional que pode contribuir para análises de comportamento de veículos em pistas irregulares e também para avaliação de vibrações nocivas à saúde humana.

É importante ressaltar que existem normas que norteiam este assunto. A Norma ISO 8608 (1995) – “*Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data*”, a Norma ISO 2631-1 (1997) – “*Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements*”, a Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres (1983), a Norma Regulamentadora 09 – Programa de Prevenção de Riscos Ambientais (1995) e a Norma de Higiene Ocupacional 09 – Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro (2012) são referências neste assunto para definir aspectos referentes ao perfil de pista irregular e à avaliação de conforto e saúde do motorista.

Para introduzir o assunto de dinâmica veicular, é importante fazer uma contextualização sobre vibrações mecânicas, onde vibração é qualquer movimento que, após um intervalo de tempo, se repete. Essas vibrações podem ser classificadas de diferentes formas. Elas podem ser livres, quando não há forças externas atuando no sistema, ou seja, após uma perturbação inicial, o sistema é deixado vibrar sozinho. As vibrações também podem ser forçadas, quando há forças externas atuando no sistema. Elas podem ser não-amortecidas, quando não ocorre perda ou dissipação de energia ao decorrer do tempo, ou podem ser amortecidas, quando ocorre o contrário, através de amortecimentos viscosos ou por atrito (RAO, 2008).

As vibrações também podem ser classificadas como lineares ou não-lineares. As vibrações lineares se caracterizam quando todos os componentes básicos do sistema se comportam linearmente, ou seja, as massas, as molas e os amortecedores se comportam de

forma linear. Quando qualquer um desses componentes básicos se comporta de forma não-linear, a vibração é classificada como vibração não-linear (RAO, 2008).

Por último, as vibrações podem ser determinísticas ou aleatórias. Quando a excitação atuando no sistema vibratório é conhecida em qualquer instante de tempo, a excitação e a vibração resultante são classificadas como determinísticas. Quando ocorre o contrário, ou seja, quando a excitação não é conhecida em qualquer instante de tempo, a vibração resultante é classificada como vibração aleatória (RAO, 2008).

As vibrações estão envolvidas na maioria das atividades do ser humano, desde a vibração dos tímpanos para que seja possível ouvir, até a vibração em motores em razão de desbalanceamentos por falhas de projeto ou manutenção ruim. Mais especificamente na área de engenharia, estudos de vibrações foram desenvolvidos, como em sistemas de controle, projetos de máquinas, turbinas, fundações, motores e estruturas. Em grande parte desses sistemas de engenharia, o ser humano inevitavelmente acaba fazendo parte do sistema, através da transmissão de vibração. Essa transmissão pode resultar em perda de eficiência e desconforto (RAO, 2008).

A indústria, o setor de construção civil e o setor de transportes são setores econômicos em que é frequente a exposição a vibrações por parte dos trabalhadores (BIRCK, 2020). No caso do setor de transportes, a exposição a vibrações impostas pelo solo, por um longo período e em altas magnitudes, pode resultar em danos à saúde. Por isso os veículos de transporte apresentam sistemas de suspensão com a finalidade de reduzir os efeitos dessas vibrações impostas pelo solo (FOSSATI, 2017).

O sistema de suspensão define o comportamento dinâmico de um veículo e consequentemente o nível de conforto do mesmo. Composto por molas e amortecedores, tem como principal função garantir a saúde e o conforto em situações como conduzir por estradas esburacadas ou por curvas fechadas sem perder a estabilidade. Os sistemas de suspensão são a base dos modelos de veículo utilizados para análise de dinâmica veicular.

Ao longo dos anos, diversos modelos de simulação de veículo foram difundidos, tanto para análise de comportamento vertical, quanto para análise de comportamento horizontal. Esses modelos são definidos através de métodos numéricos, que permitem a realização de análises dinâmicas com baixo custo, em um curto período de tempo e com facilidade de alterar as condições de simulação.

1.1 Justificativa

O presente estudo produz uma ferramenta computacional que permite a análise dinâmica de um veículo trafegando em pistas irregulares e curvas. Permitindo, também, a análise de saúde e conforto do motorista conforme normas preestabelecidas. Esta ferramenta pode ser utilizada para fases iniciais de projeto de veículos, criando um norte para que os projetistas possam criar protótipos com maior probabilidade de sucesso, visto que a utilização de modelagens numéricas permite o entendimento do fenômeno estudado com um baixo custo financeiro.

Além da ferramenta computacional, tem-se a contribuição bibliográfica para estudos em áreas como: indústria automotiva, indústria de fabricação, estudo de sinais, conforto veicular, segurança veicular e transferência de efeitos dinâmicos para o assento do motorista.

Por último, o presente estudo contribui para a biblioteca de trabalhos científicos referentes à dinâmica veicular produzidos no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). O PROMEC vem construindo uma longa e significativa bibliografia nesta área de estudo.

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste estudo é avaliar o conforto e a saúde do motorista em um veículo trafegando em uma pista irregular e curva. Os objetivos específicos são:

- (I) Reproduzir um modelo de veículo (vertical) presente na literatura;
- (II) Verificar o modelo de veículo (vertical) através da comparação de resultados obtidos na simulação com os resultados obtidos por outro autor;
- (III) Determinar um perfil de pista irregular conforme a norma ISO 8608 (1995) – “*Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data*”, para análise vertical;
- (IV) Reproduzir um modelo de veículo (lateral e longitudinal) presente na literatura;
- (V) Verificar o modelo de veículo (lateral e longitudinal), através da comparação de resultados obtidos na simulação com os resultados obtidos por outro autor;
- (VI) Determinar perfis de pistas curvas para análise lateral e longitudinal;
- (VII) Verificar a rotina criada do método de Integração de Newmark, através da comparação dos resultados obtidos na solução de um problema simples com os resultados obtidos pelo método analítico;

- (VIII) Aplicar o método de integração de Newmark e a função *ode45* do MATLAB nos modelos de veículo submetidos às pistas geradas para obter as respostas dinâmicas;
- (IX) Transferir os efeitos das respostas dinâmicas laterais e longitudinais, em termos de aceleração em função do tempo, ao assento do motorista.
- (X) Avaliar a relação entre os raios de curvatura das curvas e o conforto e a saúde do motorista.

1.3 Organização do Trabalho

O presente trabalho está dividido em seis capítulos. Após a presente introdução, o segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica referente à simulação de modelos de veículos e gerações de perfis de pista. O terceiro capítulo apresenta a fundamentação teórica dos conceitos utilizados no presente trabalho, mais especificamente sobre os modelos de veículos utilizados, os perfis de pistas gerados e o método de integração empregado para obtenção da análise dinâmica.

O quarto capítulo consiste na apresentação da metodologia proposta, sendo explicitado o delineamento do trabalho e os dados de entrada utilizados para as verificações. Também são apresentadas as verificações dos modelos e dos métodos implementados no trabalho. O quinto capítulo apresenta os dados de entrada para obtenção dos resultados e também apresenta e discute os resultados obtidos.

O sexto capítulo consiste na apresentação das conclusões e das sugestões para trabalhos futuros. Após o encerramento deste capítulo, tem-se a exposição das referências bibliográficas.

O Apêndice A apresenta o equacionamento para resolver o problema de um grau de liberdade de forma analítica. O Apêndice B apresenta os fluxogramas das lógicas de programação das rotinas deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Imaginando um veículo sem sistema de suspensão, toda a energia da roda seria transferida para o chassi, que em determinadas condições de movimento, poderia resultar na perda de contato da roda com a superfície da estrada por completo. A rigidez da mola e o coeficiente de amortecimento do amortecedor são uns dos vários parâmetros de um sistema de suspensão dos quais depende o seu desempenho, pois são essenciais para minimizar a aceleração vertical. A mola armazena a energia durante os solavancos e o amortecedor dissipa a energia armazenada. Um projeto de sistema de suspensão requer alto padrão de conforto de direção e manuseio do veículo simultaneamente (SHARMA *et al.*, 2016).

As vibrações em veículos podem ser induzidas por uma variedade de fontes, como não uniformidade do conjunto roda/pneu, irregularidades da superfície da estrada, vibrações na linha de transmissão, forças aerodinâmicas e vibrações do motor. A absorção de choque em automóveis é realizada pelo sistema de suspensão que carrega o peso do veículo enquanto tenta reduzir ou eliminar essas vibrações. Por meio do sistema de suspensão e do conjunto roda/pneu, normalmente, as irregularidades da superfície da estrada, sendo variações aleatórias do perfil de elevação da superfície ou presença de buracos, atuam como a principal fonte que excita a vibração da carroceria do veículo (WONG, 1998).

Existem vários tipos de sistemas de suspensão. O sistema de suspensão mais usual é o sistema de suspensão primária, o qual isola o chassi do veículo das irregularidades da estrada. Em sistemas mais complexos, também existe um sistema de suspensão da cabine, o qual isola a cabine das vibrações do chassi. O modelo de um quarto de veículo, o modelo de meio veículo e o modelo de veículo completo são exemplos dos vários tipos de modelos de automóveis que têm sido usados na literatura para simular sistemas de suspensão. A introdução do sistema de suspensão em um veículo atende à necessidade de conforto de condução e manuseio na estrada simultaneamente (SHARMA *et al.*, 2016).

Os veículos são sistemas dinâmicos de vários corpos conectados e, portanto, seu modelo vibratório trata-se de um sistema de vários graus de liberdade. Os modelos de veículos vibratórios mais práticos, do mais simples ao mais complexo, são os modelos de um oitavo de veículo, um quarto de veículo, o modelo “*bicycle car*”, um meio de veículo e modelo de veículo completo (JAZAR, 2008).

Os modelos de veículos são frequentemente utilizados em diversos estudos nos últimos anos. Reza-Kashizadeh *et al.* (2014) simulou um modelo de um quarto de veículo trafegando

sobre pistas de diferentes tipos de rugosidades superficiais e determinou o comportamento dinâmico desta interação.

Barbosa (2011) desenvolveu um método de obtenção da resposta espectral em frequência de um modelo de meio veículo sujeito a irregularidades impostas por um perfil de pista.

Varghese (2013) analisou a influência da pressão de inflação do pneu no consumo de combustível, manuseio de veículos e qualidade de viagem. Para isso, o autor utilizou um modelo com três graus de liberdade: deslocamento longitudinal, deslocamento transversal e ângulo de guinada. Esse modelo permite avaliar os efeitos da transferência de carga longitudinal e lateral. Além disso, trata as quatro rodas de forma independente, com diferentes ângulos de esterçamento e diferentes características de pneus.

Tuwa *et al.* (2021) fez a análise dinâmica de uma suspensão de um quarto de veículo com base num modelo viscoelástico de Kelvin-Voigt. Foram feitas comparações dos resultados analíticos e numéricos do modelo de veículo utilizado. Concluiu-se que a amplitude de vibração do modelo de suspensão de um quarto de carro pode exibir comportamentos caóticos periódicos e dissipativos, variando a rigidez quadrática adimensional, a ordem fracionária e os parâmetros do perfil da estrada. Verificou-se que o decréscimo da ordem fracionária contribui para aumentar o domínio do movimento regular até um valor crítico da ordem fracionária e depois disso, diminui bastante.

Shelke *et al.* (2018) estudou o comportamento não linear do sistema de suspensão passiva de um modelo de um quarto de veículo. Fez-se a verificação da simulação e do modelo analítico do sistema estudado. Concluiu-se que o valor da aceleração RMS do sistema não linear é menor, portanto, o conforto do motorista é melhor que o sistema linear. Considerando também o comportamento não linear da análise de molas observou-se maior acurácia com resultados experimentais do que lineares.

Jimoh *et al.* (2020) apresentou um projeto de um modelo de controlador preditivo otimizado para um sistema de suspensão não linear de um modelo de meio veículo à medida que recebe como excitação uma vibração determinística da estrada. O uso do modelo de controlador preditivo otimizado resultou em melhorias nos níveis de conforto. Uma dissociação do conforto de condução e aderência à estrada foi observada. Ambos foram aumentados simultaneamente.

Jin *et al.* (2019) apresenta um levantamento técnico abrangente do desenvolvimento e avanços recentes da pesquisa na estimativa de estado dinâmico de sistemas de veículos. As principais características das metodologias mais populares são resumidas, e os prós e contras dessas metodologias também são destacados e discutidos. São analisados modelos que consideram as dinâmicas laterais, longitudinais e de rolagem. Concluiu-se que essas abordagens e metodologias de estimativa discutidas no artigo ajudarão os pesquisadores a obter uma visão geral para pesquisas futuras neste campo. Porém, apesar de inúmeras conquistas para estimativa de estado dinâmico de veículos tenham sido fornecidas na literatura, ainda existem algumas questões de pesquisa em aberto, como a questão não linear da estimativa de estado dinâmico do sistema veicular e o alcance da estimativa poder ser estendido para veículos de condução conectados e automatizados.

Albinsson e Routledge (2013) analisaram como os níveis de amortecimento influenciam no comportamento de rolagem, arfagem, salto e curva de veículos de passageiros. Foram utilizados modelos que consideram as dinâmicas laterais, longitudinais e verticais. Concluiu-se que foi possível capturar o comportamento geral do veículo. Quando comparado com os resultados dos testes físicos, o modelo mostra tendências semelhantes à medida que os níveis dos amortecedores são alterados. Medidas subjetivas também confirmam essas tendências. Comparado com o veículo real, os resultados da simulação mostraram um veículo que foi mais lento em guinada, rolagem e aceleração lateral para a manobra senoidal única. O modelo não deve, portanto, ser usado para estudar valores absolutos para o comportamento do veículo, mas é útil ao estudar mudanças no comportamento do veículo.

Tork *et al.* (2021) utilizou um modelo que considera a dinâmica lateral e longitudinal do veículo para propor um método de controle baseado em controladores neurais adaptativos aprimorados para controle de rastreamento de caminho de veículos autônomos. Concluiu-se que os resultados de simulação obtidos confirmam a superioridade do controlador apresentado em atingir simultaneamente os objetivos de seguimento de trajetória e rastreamento de velocidade sobre as outras abordagens de controle.

Ramli *et al.* (2015) utilizou técnicas de otimização para melhorar a resposta da taxa de guinada do veículo. Foi utilizado um modelo de veículo não linear com 7 graus de liberdade, que inclui o movimento longitudinal, lateral, de guinada e os movimentos de rotação das quatro rodas. Concluiu-se que o resultado alcançou uma resposta rápida e pequeno erro de estado estacionário implementando o método de otimização para encontrar o valor ideal de ganho de

feedback linear. O algoritmo mostrou resultados eficazes, capazes de resolver o problema de minimização usando a abordagem multiobjetivo.

Chen *et al.* (2022) utilizou o mesmo modelo de veículo não linear de 7 graus de liberdade e um modelo de pneu “*magic-formula*” para propor um método de estimativa da dinâmica lateral e longitudinal em diferentes condições de condução. Concluiu-se que a metodologia proposta é capaz de considerar totalmente a influência das condições dinâmicas de trabalho, podendo melhorar a precisão da estimativa para o ângulo de derrapagem do veículo. Não importa como a relação entre a razão de escorregamento longitudinal do pneu e o ângulo de derrapagem lateral mude, valores de coeficiente de aderência pneu-estrada precisos sempre podem ser obtidos. Os resultados também mostram que mesmo uma pequena excitação por direção longitudinal ou lateral também pode estimar bem os valores de coeficiente de aderência pneu-estrada.

Nahidi *et al.* (2017) aborda o problema do controle integrado de estabilidade longitudinal e lateral do veículo usando uma estrutura modular de controle ótimo. Para isso também foram utilizados modelos de análise de dinâmica lateral e longitudinal. Concluiu-se que os resultados mostram que a integração da dinâmica longitudinal e lateral do veículo preserva a estabilidade do veículo em movimento planar e melhora a resposta dinâmica do veículo, principalmente em manobras de condução desafiadoras.

Paraforos *et al.* (2016) adquiriu perfis de estradas através da utilização de sensores em uma máquina agrícola conduzida sobre saliências trapezoidais com dimensões conhecidas. As pistas foram classificadas conforme a norma ISO 8608 e foram simuladas em um modelo de um quarto de veículo para avaliar a vida em fadiga de máquinas agrícolas. Concluiu-se que um pequeno número de ciclos com alta amplitude de carga pode causar uma alta porcentagem do dano total acumulado. Isso torna ainda mais difícil criar um perfil sintético que resultará no mesmo dano por fadiga do perfil real. Nenhuma das simulações conseguiu ter todos os valores de dano de fadiga normalizados na área alvo de 75-125%.

Gorges *et al.* (2019) realizou a detecção de impacto usando uma abordagem de “*machine learning*” e classificação experimental da rugosidade da estrada. Sinais de bordo do veículo foram utilizados para coletar dados de campo e o sistema modular classificou continuamente o perfil de estrada, conforme a ISO 8608. Concluiu-se que foi possível implementar uma estratégia de detecção de impacto que mostra uma alta precisão e que foi validada com sucesso. A combinação do sistema de classificação de rugosidade da estrada e a estratégia de detecção de

impacto, permite uma aquisição holística de dados de campo dos perfis de uso do cliente, no contexto da engenharia de durabilidade. A coleta de perfis de uso do cliente melhora as metas de design do veículo e permite uma aquisição de carga virtual.

Singh (2018) apresenta o controle de vibração do corpo do passageiro em um modelo de um quarto de veículo, que possui três graus de liberdade compostos por carroceria, massa suspensa e massa não suspensa. O perfil de estrada aleatório foi gerado usando a norma ISO 8608. Concluiu-se que o conforto de condução da carroceria foi máximo para o sistema de suspensão com controlador, apresentando boas respostas para valores de velocidade do veículo aumentados de 40 km/h para 120 km/h.

Griffin (1990) afirma que o parâmetro utilizado para definição da severidade da vibração é o RMS (*Root Mean Square*) da aceleração. Mansfield (2005) afirma que a utilização do RMS evita o problema encontrado ao se utilizar a média simples dos valores de aceleração, pois vibração se caracteriza pela oscilação em torno de um determinado ponto, ou seja, no cálculo de média simples, os valores positivos e negativos poderiam se alunar. Já o RMS é caracterizado pela raiz quadrada do somatório dos quadrados de todos os valores, dividido pelo tempo de medição, o que evita esse problema.

A norma ISO 2631-1 (1997) – “*Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements*” determina os requisitos gerais para a avaliação da exposição a vibrações de corpo inteiro.

Zhao e Schindler (2014) avaliaram a exposição à vibração de corpo inteiro de operadores de carregadeiras de rodas compactas. As acelerações triaxiais foram medidas na interface assento/operador. Foram simuladas diferentes superfícies de estrada, com diferentes distâncias e velocidades. O resultado da avaliação de acordo com a ISO 2631-1 mostrou que as durações diárias de exposição permitidas de seis cenários estimados usando o método do valor da dose de vibração não excederam oito horas.

Chen *et al.* (2009) coletou dados de diferentes tipos de veículos, com diferentes tipos e distâncias de estrada. As acelerações triaxiais de vibração de corpo inteiro foram obtidas usando uma almofada de assento com um registrador de dados portátil. A aceleração quadrática média e o valor de dose de vibração estimado em oito horas foram determinadas a partir dos dados coletados de acordo com a ISO 2631-1. O estudo teve relevância para a indústria por comparar os riscos previstos para saúde de motociclistas.

Fritz *et al.* (2005) desenvolveu um modelo biomecânico que simula o corpo humano na postura em pé e sentada. As propriedades de vibração do modelo foram definidas conforme a literatura. O modelo foi submetido a diferentes espectros de vibração realísticos medidos em 17 máquinas e veículos. Os resultados foram avaliados conforme a norma ISO 2631-1. Concluiu-se que a vibração de baixa frequência provavelmente resulta em maior risco à saúde. Combinados com o valor de orientação recomendado, os valores de vibração característicos relacionados à força podem ser usados para a prevenção de distúrbios da coluna e em caso de suspeita de doença ocupacional.

Brito e Oliveira (2017) realizaram uma ponderação da frequência com a aplicação de filtros digitais, na forma de funções de transferência, no registo temporal das acelerações instantâneas. Foram desenvolvidos algoritmos, segundo recomendações da ISO 2631, resultando em um programa que filtra os registros de aceleração de medidas em circunstâncias reais, para posterior análise com limites aceitáveis quanto o conforto humano.

Nos últimos anos, muitos estudos foram desenvolvidos com a utilização do Método de Integração de Newmark em diversas áreas da Dinâmica. Por exemplo, Costa *et al.* (2020) determinou a resposta dinâmica de um edifício de 12 pavimentos em concreto armado submetido à excitação de efeitos sísmicos através da utilização do Método de Integração de Newmark. Huang *et al.* (2021) utilizou o método numérico para analisar o efeito da interação solo-estrutura nas respostas induzidas pelo vento em edifícios. Kortiš e Daniel (2016) aplicaram o método numérico de Newmark para obter a resposta dinâmica da interação veículo-ponte, em que as forças de contato são definidas como carregamento, tanto no modelo de veículo, quanto no modelo de ponte. Huang *et al.* (2020) fez uma análise de deslizamentos de terra induzidos por terremotos através da obtenção da resposta dinâmica em termos de deslocamento com o Método de Integração de Newmark.

Nos últimos anos, o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) tem produzido trabalhos significantes nas áreas de análise dinâmica de veículos, determinação de perfis de pistas e avaliação de conforto e saúde do motorista. Alguns desses trabalhos são listados a seguir.

Corrêa (2011) analisou o comportamento dinâmico de um veículo implementado com suspensões ativas. Obteve-se a melhora do controle do comportamento dinâmico sob excitação vertical de um modelo veicular completo, levando em consideração os movimentos de elevação, balanço e rolagem.

Drehmer (2012) realizou a otimização dos parâmetros concentrados de suspensão para conforto e segurança veicular. Foi desenvolvido um modelo capaz de representar o veículo completo para então otimizar os parâmetros de rigidez e amortecimento no domínio da frequência. Foram utilizadas as normas ISO 8608, ISO 2631 e BS 6841 (1987) – “*Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*”. Os modelos foram analisados linearmente e otimizados por um algoritmo heurístico de enxame de partículas.

Pereira (2013) realizou a análise dinâmica e a otimização do controle de vibrações por um algoritmo regulador quadrático linear em um modelo veicular completo sob a ação de perfis de pista. Os perfis de pista forem reproduzidos conforme a norma ISO 8608.

Zanol (2014) avaliou os níveis de vibração de corpo inteiro sofridos por motoristas de ônibus urbanos em diferentes tipos de pistas. Dois motoristas diferentes guiaram o mesmo ônibus sobre diferentes tipos de pistas e as acelerações foram registradas usando um acelerômetro no assento do motorista. A ISO 2361-1 foi utilizada para avaliar a influência de cada tipo de estrada na exposição do motorista às vibrações de corpo inteiro.

Pavan (2015) realizou a otimização do comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como sistema multicorpo. O modelo foi analisado com a utilização da manobra de mudança dupla de faixa – DLC (*Double Lane Change*). Também foi utilizada um perfil de pista irregular classe C, conforme a norma ISO 8608.

Flores (2015) simulou numericamente o comportamento dinâmico de um ônibus submetido a excitações impostas por diferentes pavimentos, conforme a norma ISO 8608. A autora analisou diferentes situações de exposição dos motoristas do veículo a vibrações de corpo inteiro, utilizando a metodologia proposta pela norma ISO 2631-1.

Fossati (2017) realizou a otimização multiobjetivo dos parâmetros de um sistema de suspensão de um modelo de veículo completo através de um algoritmo meta-heurístico. A resposta dinâmica foi obtida no domínio do tempo e no domínio da frequência. A norma ISO 8608 foi utilizada para determinar o perfil de pista irregular. Foi realizada uma análise de conforto veicular, conforme a norma ISO 2631-1.

Drehmer (2017) propôs uma nova ferramenta para otimização robusta multiobjetivo por análise de intervalo não probabilística, visando a otimização dos parâmetros concentrados de suspensão em um modelo veicular completo, submetido a uma manobra de dupla troca de faixa (DLC), percorrendo diferentes perfis de pista. Foi utilizado um modelo com quinze graus de

liberdade, sendo quatro relacionados a um modelo biodinâmico de motorista e onze relacionados ao veículo e assento do motorista. Também foi utilizado o modelo de pneus de Pacejka.

Bortolini *et al.* (2019) realizou medições e avaliações da exposição à vibração de corpo inteiro em condutores de composições veiculares de carga, trafegando em diferentes condições de estradas e carregamento, para comparar e avaliar o risco à saúde através dos diversos critérios fornecidos pelas normas de exposição à vibração. Concluiu-se que os resultados dos dados experimentais indicam que a versão atual da Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres é mais restritiva do que as demais normas.

Birck (2020) realizou a avaliação da exposição ocupacional de motoristas de ônibus às vibrações de corpo inteiro, implementando diferentes irregulares de pista, conforme a norma ISO 8608. O autor utilizou a metodologia proposta pela norma ISO 2631-1 para avaliar o conforto e saúde do motorista. Por último, o autor verificou a influência da massa do motorista nas vibrações verticais impostas a ele.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentada a fundamentação teórica dos conceitos utilizados no presente trabalho, mais especificamente sobre os modelos de veículos utilizados, os perfis de pistas gerados, o método de integração empregado para obtenção da análise dinâmica e o método de avaliação de conforto e saúde.

3.1 Modelo de Veículo (Vertical)

Pereira (2013) propõe um modelo de veículo para análise vertical com oito graus de liberdade, composto pela massa da carroceria (m_c), pelas massas não suspensas (m_1, m_2, m_3, m_4), pelos coeficientes de amortecimento da suspensão (c_1, c_2, c_3, c_4), pelos coeficientes de rigidez dos pneus ($k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$) e pelos coeficientes de rigidez da suspensão (k_1, k_2, k_3, k_4). É considerado também o assento do motorista, tendo a massa do assento (m_a), o coeficiente de rigidez do assento (k_a) e o coeficiente de amortecimento do assento (c_a). Além disso, tem-se a posição no eixo x do assento do motorista em relação ao CG (centro de gravidade) da carroceria (x_a), a posição no eixo y do assento do motorista em relação ao CG da carroceria (y_a), a distância do eixo dianteiro do veículo até o CG (a), a distância do eixo traseiro do veículo até CG (b) e a metade da largura do veículo (w). Também se tem o momento de inércia de rolagem (I_x) e o momento de inércia de arfagem (I_y).

Os oito graus de liberdade são o deslocamento vertical do assento ou “*seat vertical displacement*” (z_a), deslocamento vertical da carroceria ou “*body bounce*” (z_c), movimento de rolagem ou “*body roll*” (ϕ), movimento de arfagem ou “*body pitch*” (θ), deslocamento vertical das rodas “*wheels hop*” (z_1, z_2, z_3, z_4). Também são considerados os deslocamentos impostos pela pista ou “*independent road excitations*” em cada uma das rodas ($u_{b1}, u_{b2}, u_{b3}, u_{b4}$). A Figura 3.1 apresenta o modelo de veículo proposto por Pereira (2013).

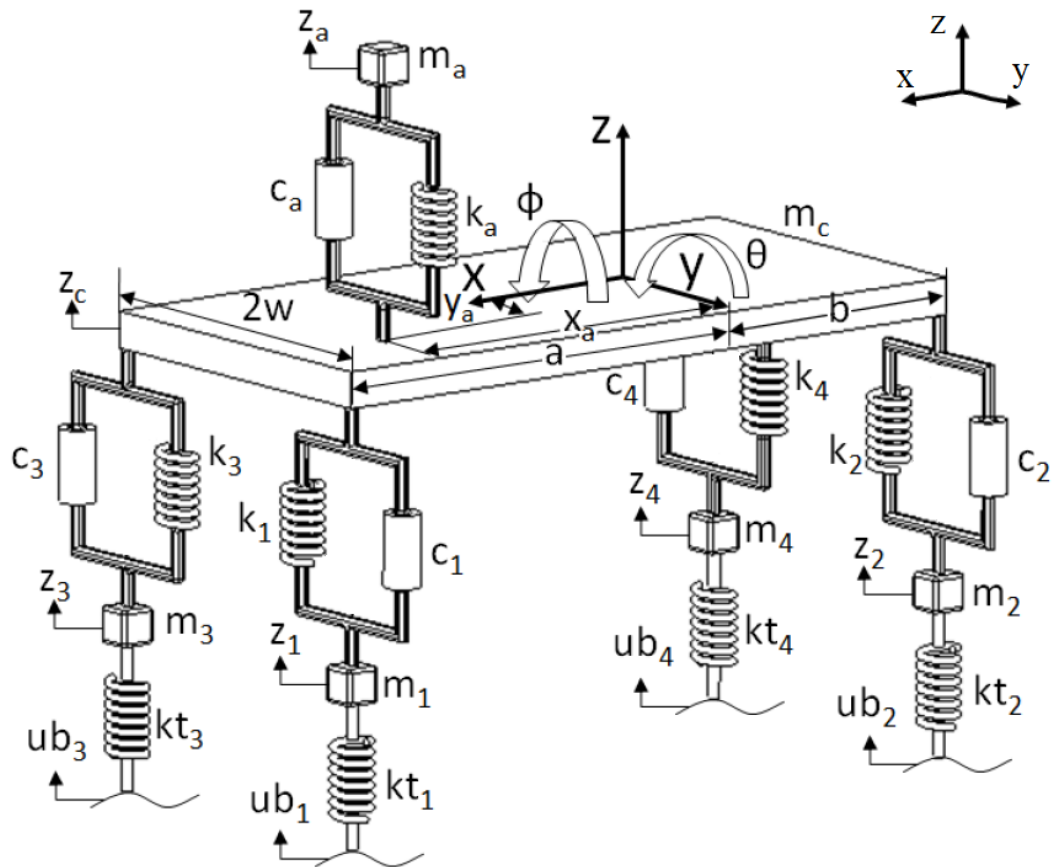


Figura 3.1 – Modelo de veículo proposto por Pereira (2013).

Fonte: Adaptado de Pereira, 2013.

A Tabela 3.1 associa cada uma das variáveis do modelo de veículo vertical com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.1 – Variáveis do modelo de veículo vertical e suas respectivas unidades de medida.

	Variáveis	Unidades de medida
Deslocamentos	$z_a, z_c, z_1, z_2, z_3, z_4, u_{b1}, u_{b2}, u_{b3}, u_{b4}$	m
Ângulos	ϕ, θ	rad
Massas	$m_a, m_c, m_1, m_2, m_3, m_4$	kg
Momentos de inércia	I_x, I_y	kg.m ²
Rigidezes	$k_a, k_1, k_2, k_3, k_4, k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$	N/m
Amortecimentos	c_a, c_1, c_2, c_3, c_4	N.s/m
Distâncias	x_a, y_a, a, b, w	m

Fonte: Autoria própria, 2022.

Pereira (2013) faz algumas considerações e hipóteses para este modelo. Não são consideradas a ação de forças laterais ou efeitos dinâmicos devido a trajetórias curvas. O efeito da inclinação dos pneus também não é considerado. Os pneus não apresentam amortecimento e possuem contato pontual com o solo. Todas as massas suspensas são independentes, ou seja, não há um acoplamento entre elas. O centro de gravidade da carroceria é deslocado para a traseira. As suspensões são passivas. Os corpos são rígidos. Os parâmetros do veículo são constantes, ou seja, não variam com o tempo. A suspensão e o banco do passageiro são modelados por molas lineares em paralelo com amortecedores. As forças aerodinâmicas de sustentação e arrasto, bem como a resistência ao rolamento do pneu são negligenciadas. Os quatro pneus nunca perdem contato com o solo durante o movimento.

A equação de movimento para o deslocamento vertical do assento (z_a) é dada por:

$$m_a \ddot{z}_a = k_a(z_c - z_a + \phi y_a - \theta x_a) + c_a(\dot{z}_c - \dot{z}_a + \dot{\phi} y_a - \dot{\theta} x_a) \quad (3.1)$$

A equação de movimento para o deslocamento vertical da carroceria (z_c) é dada por:

$$\begin{aligned} m_a \ddot{z}_c = & k_a(-z_c + z_a - \phi y_a + \theta x_a) + c_a(-\dot{z}_c + \dot{z}_a - \dot{\phi} y_a + \dot{\theta} x_a) \\ & + k_1(-z_c + z_1 - \phi w + \theta a) + c_1(-\dot{z}_c + \dot{z}_1 - \dot{\phi} w + \dot{\theta} a) \\ & + k_2(-z_c + z_2 - \phi w - \theta b) + c_2(-\dot{z}_c + \dot{z}_2 - \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) \\ & + k_3(-z_c + z_3 + \phi w + \theta a) + c_3(-\dot{z}_c + \dot{z}_3 + \dot{\phi} w + \dot{\theta} a) \\ & + k_4(-z_c + z_4 + \phi w - \theta b) + c_4(-\dot{z}_c + \dot{z}_4 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) \end{aligned} \quad (3.2)$$

A equação de movimento para o movimento de rolagem (ϕ) é dada por:

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\phi} = & k_a y_a(-z_c + z_a - \phi y_a + \theta x_a) + c_a y_a(-\dot{z}_c + \dot{z}_a - \dot{\phi} y_a + \dot{\theta} x_a) \\ & + k_1 w(-z_c + z_1 - \phi w + \theta a) + c_1 w(-\dot{z}_c + \dot{z}_1 - \dot{\phi} w + \dot{\theta} a) \\ & + k_2 w(-z_c + z_2 - \phi w - \theta b) + c_2 w(-\dot{z}_c + \dot{z}_2 - \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) \\ & + k_3 w(-z_c + z_3 + \phi w + \theta a) + c_3 w(-\dot{z}_c + \dot{z}_3 + \dot{\phi} w + \dot{\theta} a) \\ & + k_4 w(-z_c + z_4 + \phi w - \theta b) + c_4 w(-\dot{z}_c + \dot{z}_4 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) \end{aligned} \quad (3.3)$$

A equação de movimento para o movimento de arfagem (θ) é dada por:

$$\begin{aligned}
I_y \ddot{\theta} = & k_a x_a (-z_c - z_a + \phi y_a - \theta x_a) + c_a x_a (\dot{z}_c - \dot{z}_a + \dot{\phi} y_a - \dot{\theta} x_a) \\
& + k_1 a (z_c - z_1 + \phi w - \theta a) + c_1 a (\dot{z}_c - \dot{z}_1 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} a) \\
& + k_2 b (-z_c + z_2 - \phi w - \theta b) + c_2 b (-\dot{z}_c + \dot{z}_2 - \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) \\
& + k_3 a (z_c - z_3 - \phi w - \theta a) + c_3 a (\dot{z}_c - \dot{z}_3 - \dot{\phi} w - \dot{\theta} a) \\
& + k_4 b (-z_c + z_4 + \phi w - \theta b) + c_4 b (-\dot{z}_c + \dot{z}_4 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} b)
\end{aligned} \tag{3.4}$$

A equação de movimento para deslocamento vertical da roda dianteira esquerda (z_1) é dada por:

$$m_1 \ddot{z}_1 = k_1 (z_c - z_1 + \phi w - \theta a) + c_1 (\dot{z}_c - \dot{z}_1 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} a) + k_{t1} (u_{b1} - z_1) \tag{3.5}$$

A equação de movimento para deslocamento vertical da roda traseira esquerda (z_2) é dada por:

$$m_2 \ddot{z}_2 = k_2 (z_c - z_2 + \phi w - \theta b) + c_2 (\dot{z}_c - \dot{z}_2 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) + k_{t2} (u_{b2} - z_2) \tag{3.6}$$

A equação de movimento para deslocamento vertical da roda dianteira direita (z_3) é dada por:

$$m_3 \ddot{z}_3 = k_3 (z_c - z_3 + \phi w - \theta b) + c_3 (\dot{z}_c - \dot{z}_3 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) + k_{t3} (u_{b3} - z_3) \tag{3.7}$$

A equação de movimento para deslocamento vertical da roda traseira direita (z_4) é dada por:

$$m_4 \ddot{z}_4 = k_4 (z_c - z_4 + \phi w - \theta b) + c_4 (\dot{z}_c - \dot{z}_4 + \dot{\phi} w - \dot{\theta} b) + k_{t4} (u_{b4} - z_4) \tag{3.8}$$

Nas equações de movimentos, os termos \ddot{z}_i (sendo $i = a, c, 1, 2, 3, 4$) são referentes as acelerações dos respectivos graus de liberdade, em m/s^2 . Os termos $\ddot{\phi}$ e $\ddot{\theta}$ correspondem às acelerações angulares dos respectivos graus de liberdade, em rad/s^2 . A mesma lógica é válida

para as velocidades, ou seja, os termos \dot{z}_i (sendo $i = a, c, 1,2,3,4$) são referentes as velocidades dos respectivos graus de liberdade, em m/s. Os termos $\dot{\phi}$ e $\dot{\theta}$ correspondem às velocidades angulares dos respectivos graus de liberdade, em rad/s.

Pereira (2013) especifica em seu modelo quais matrizes de massa, rigidez e amortecimento devem ser utilizadas. Também especifica os vetores de deslocamento e força que devem ser usados para simular o modelo. Essas matrizes e esses vetores são definidos a seguir.

A matriz de massa é dada por:

$$M = \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

A matriz de rigidez é dada por:

$$K = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & -k_a y_a & k_a x_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & k_{22} & k_{23} & k_{24} & -k_1 & -k_2 & -k_3 & -k_4 \\ & & k_{33} & k_{34} & -k_1 w & -k_2 w & k_3 w & k_4 w \\ & & & k_{44} & k_1 a & -k_2 b & k_3 a & -k_4 b \\ & & & & k_{55} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & k_{66} & 0 & 0 \\ & & & & & & k_{77} & 0 \\ \text{Simetria} & & & & & & & k_{88} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Onde:

$$k_{22} = k_a + k_1 + k_2 + k_3 + k_4 \quad (3.11)$$

$$k_{23} = k_a y_a + k_1 w + k_2 w - k_3 w - k_4 w \quad (3.12)$$

$$k_{24} = -k_a x_a - k_1 a + k_2 b - k_3 a + k_4 b \quad (3.13)$$

$$k_{33} = k_a y_a^2 + k_1 w^2 + k_2 w^2 + k_3 w^2 + k_4 w^2 \quad (3.14)$$

$$k_{34} = -k_a x_a y_a - k_1 a w + k_2 b w + k_3 a w - k_4 b w \quad (3.15)$$

$$k_{44} = k_a x_a^2 + k_1 a^2 + k_2 b^2 + k_3 a^2 + k_4 b^2 \quad (3.16)$$

$$k_{55} = k_1 + k_{t1} \quad (3.17)$$

$$k_{66} = k_2 + k_{t2} \quad (3.18)$$

$$k_{77} = k_3 + k_{t3} \quad (3.19)$$

$$k_{88} = k_4 + k_{t1} \quad (3.20)$$

A matriz de amortecimento é dada por:

$$C = \begin{bmatrix} c_a & -c_a & -c_a y_a & c_a x_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & c_{22} & c_{23} & c_{24} & -c_1 & -c_2 & -c_3 & -c_4 \\ & & c_{33} & c_{34} & -c_1 w & -c_2 w & c_3 w & c_4 w \\ & & & c_{44} & c_1 a & -c_2 b & c_3 a & -c_4 b \\ & & & & c_1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & c_2 & 0 & 0 \\ & & & & & & c_3 & 0 \\ & & & & & & & c_4 \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

Simetria

Onde:

$$c_{22} = c_a + c_1 + c_2 + c_3 + c_4 \quad (3.22)$$

$$c_{23} = c_a y_a + c_1 w + c_2 w - c_3 w - c_4 w \quad (3.23)$$

$$c_{24} = -c_a x_a - c_1 a + c_2 b - c_3 a + c_4 b \quad (3.24)$$

$$c_{33} = c_a y_a^2 + c_1 w^2 + c_2 w^2 + c_3 w^2 + c_4 w^2 \quad (3.25)$$

$$c_{34} = -c_a x_a y_a - c_1 a w + c_2 b w + c_3 a w - c_4 b w \quad (3.26)$$

$$c_{44} = c_a x_a^2 + c_1 a^2 + c_2 b^2 + c_3 a^2 + c_4 b^2 \quad (3.27)$$

O vetor de deslocamento é dado por:

$$\vec{z} = \begin{bmatrix} z_a \\ z_c \\ \phi \\ \theta \\ z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

O vetor de força é dado por:

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ u_{b1}k_{t1} \\ u_{b2}k_{t2} \\ u_{b3}k_{t3} \\ u_{b4}k_{t4} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

3.2 Perfil de Pista Irregular – Norma ISO 8608 (1995)

Em 1995 foi criada a Norma ISO 8608: “*Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data*”. A criação dessa norma possibilitou a uniformidade na metodologia empregada para representação de irregularidades da superfície de estradas e rodovias e, conseqüentemente, facilitou a comparação de estudos de diferentes autores.

A equação geral que representa a densidade espectral de potência (PSD) de deslocamentos verticais, em termos de frequência espacial, é dada por:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-W} \quad (3.30)$$

$G_d(n)$ é a PSD de deslocamentos verticais, $G_d(n_0)$ é a PSD de referência em termos de deslocamentos verticais, n é a frequência espacial, W é o expoente da PSD de deslocamentos verticais e n_0 é a frequência espacial de referência, de valor igual a 0,1 ciclos/m.

A relação entre a PSD de referência e a frequência espacial pode ser aproximada por uma reta decrescente em um gráfico de escala logarítmica, para a faixa de frequências espaciais entre 0,011 ciclos/m e 2,83 ciclos/m.

Para obter uma PSD de velocidades verticais constante, utiliza-se o expoente da PSD de deslocamentos verticais igual a 2. Isso significa que a velocidade do veículo que trafega sobre a pista é constante.

Reza-Kashyzadeh *et al.* (2014) apresenta que as PSDs de deslocamentos verticais, em termos de frequência espacial e temporal, se relacionam da seguinte forma:

$$G_d(f) = \frac{G_d(n)}{v} \quad (3.31)$$

$G_d(f)$ é a PSD de deslocamentos verticais em termos de frequência temporal e v é a velocidade do veículo.

A Tabela 3.2 associa cada uma das variáveis do perfil de pista irregular com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.2 – Variáveis do perfil de pista irregular e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
PSD de deslocamentos verticais	$G_d(n)$	m^3
PSD de referência (deslocamentos verticais)	$G_d(n_0)$	m^3
Frequência espacial	n	ciclos/m
Expoente da PSD de deslocamentos verticais	W	Adimensional
Frequência espacial de referência	n_0	ciclos/m
PSD de deslocamentos verticais (frequência temporal)	$G_d(f)$	m^2s
Velocidade do veículo	v	m/s

Fonte: Autoria própria, 2022.

O sistema de classificação de rodovias proposto pela norma divide as classes de pistas em ordem alfabética crescente, de acordo com o aumento do grau de irregularidade. Esse sistema é apresentado na Figura 3.2.

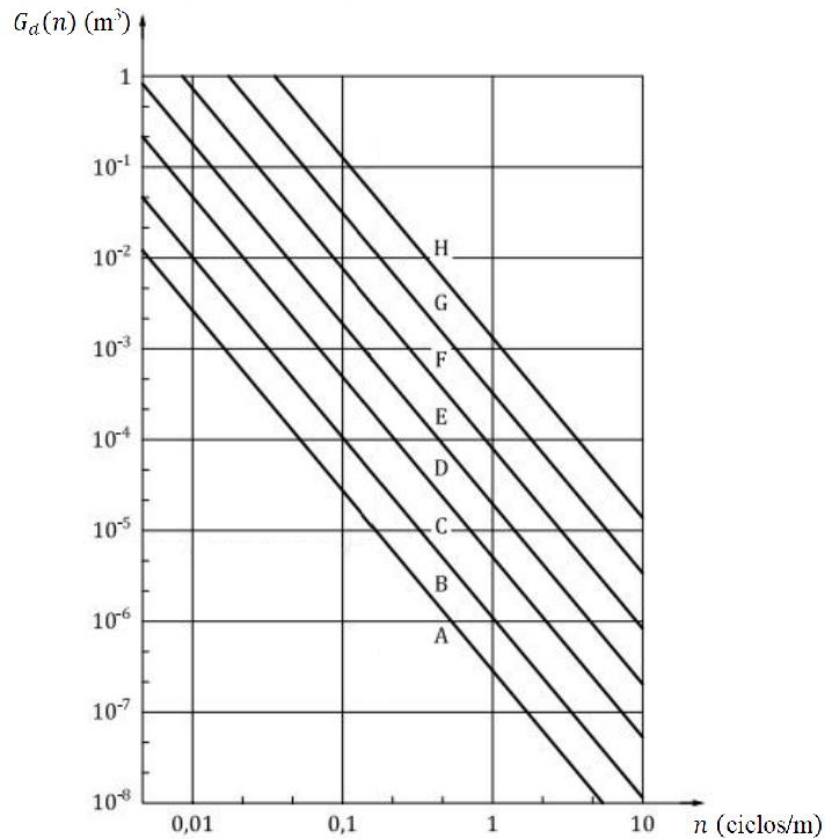


Figura 3.2 – Sistema de classificação de rodovias de diferentes graus de irregularidades.

Fonte: Adaptado de ISO 8608, 1995.

A Tabela 3.3 apresenta os intervalos e médias geométricas da PSD de referência em termos de deslocamentos verticais para diferentes classes de pistas, em unidades de frequência espacial.

Tabela 3.3 – Intervalos e médias geométricas da PSD de referência em termos de deslocamentos verticais para diferentes classes de pistas, em unidades de frequência espacial.

Classe de Pista	Grau de rugosidade		
	$G_d(n_0)^{(1)} (10^{-6} m^3)$		
	Limite inferior	Média geométrica	Limite superior
A	-	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4096	8192

F	8192	16384	32768
G	32768	65536	131072
H	131072	262144	-

⁽¹⁾ $n_0 = 0,1 \text{ ciclos/m}$

Fonte: Adaptado de ISO 8608, 1995.

Pode-se utilizar os sinais aleatórios de irregularidades da superfície de uma rodovia para descrever os deslocamentos verticais da pista em função do tempo, através do método proposto por Shinozuka e Jan (1972):

$$\vec{z}(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_d^*(f_k)\Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \psi_k) \quad (3.32)$$

O termo $\vec{z}(t)$ é o vetor de deslocamentos verticais da rodovia, N é o número de componentes do intervalo de frequências, $G_d^*(f_k)$ é a PSD de deslocamentos verticais da rodovia, $\Delta f_k = f_{k+1} - f_k$ é o incremento de frequência temporal, t é o tempo, e ψ_k é uma variável aleatória independente com distribuição uniforme no intervalo compreendido entre 0 e 2π rad.

A resolução de frequência é caracterizada conforme a faixa de frequências espaciais apresentada anteriormente, entre 0,011 ciclos/m e 2,83 ciclos/m. Multiplicando ambos os valores pela velocidade do veículo, tem-se os valores mínimo e máximo de frequência temporal. O incremento de frequência temporal (Δf_k) é definido pela multiplicação do incremento de frequência espacial pela velocidade do veículo. Neste estudo foi utilizado um incremento de frequência espacial de 0,0055 ciclos/m.

A Tabela 3.4 associa cada uma das variáveis do método de Shinozuka e Jan (1972) com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.4 – Variáveis do método de Shinozuka e Jan (1972) e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
Vetor de deslocamentos verticais da rodovia	$\vec{z}(t)$	M
Número de componentes do intervalo de frequências	N	Adimensional
PSD de deslocamentos verticais da rodovia	$G_d^*(f_k)$	m^2s

Incremento de frequência temporal	Δf_k	ciclos/s
Tempo	t	S
Variável aleatória	ψ_k	Rad

Fonte: Autoria própria, 2022.

Pereira (2013) afirma que os deslocamentos verticais da pista em função do tempo podem ser utilizados como entrada de perturbação no modelo de veículo vertical. Porém, os pneus dianteiros e traseiros não sofrem influência da pista ao mesmo tempo, ou seja, deve ser considerada uma defasagem com o tempo necessário para percorrer a distância entre eixos.

$$Def = \left(\frac{a + b}{v} \right) \quad (3.33)$$

Def é a defasagem, a é a distância do eixo dianteiro do veículo até o CG, b é a distância do eixo traseiro do veículo até CG e v é a velocidade do veículo.

A Tabela 3.5 associa cada uma das variáveis da defasagem com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.5 – Variáveis da defasagem e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis	Unidades de medida
Defasagem Def	s
Distâncias a, b	m
Velocidade v	m/s

Fonte: Autoria própria, 2022.

Assim, os vetores de deslocamentos verticais da rodovia podem ser utilizados como excitações de estrada no modelo de veículo proposto por Pereira (2013).

3.3 Modelo de Veículo (Lateral e Longitudinal)

Para descrever a dinâmica lateral e longitudinal do veículo, adotou-se o modelo de veículo planar rígido. Jazar (2008) afirma que este modelo não considera o movimento de rolagem e apresenta um único esterçamento no eixo dianteiro.

Jazar (2008) também faz algumas considerações e hipóteses para este modelo. Não são consideradas a ação de forças verticais ou efeitos dinâmicos devido a trajetórias irregulares verticalmente. Os corpos são rígidos. Os parâmetros do veículo são constantes, ou seja, não variam com o tempo. Supõe-se que o veículo é rígido e aja de forma semelhante a uma caixa plana movendo-se sobre uma superfície horizontal. Além disso, o modelo não apresenta informações sobre o ângulo de esterçamento do volante. Também não leva em consideração os ângulos de orientação dos pneus, nem a diferença entre os ângulos do lado direito e esquerdo das rodas. Este modelo de veículo rígido tem um movimento planar com três graus de liberdade que são: translação nas direções x e y , e uma rotação em torno do eixo z . A Figura 3.3 apresenta este modelo de veículo.

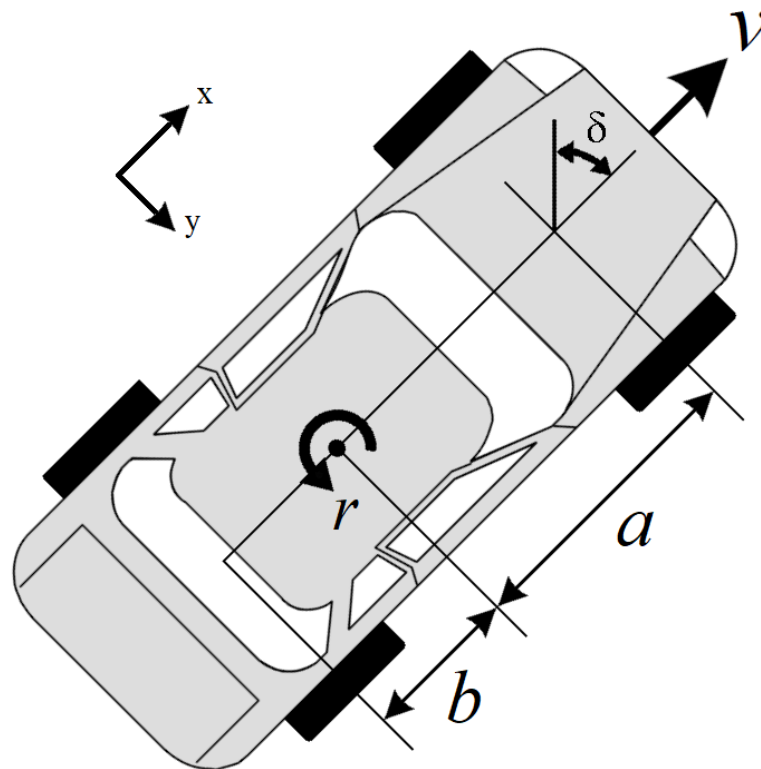


Figura 3.3 – Modelo de veículo planar rígido proposto por Jazar (2008).

Fonte: Adaptado de Jazar, 2008.

Quando o veículo está se movendo a uma velocidade constante, o movimento deste modelo pode ser expresso pelas equações de movimento a seguir:

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m_c}(F_{xf} + F_{xr}) + rv_y \quad (3.34)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{m_c v_x} & \frac{-aC_{\alpha f} + bC_{\alpha r}}{m_c v_x} - v_x \\ -\frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{I_z v_x} & -\frac{a^2 C_{\alpha f} - b^2 C_{\alpha r}}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha f}}{m_c} \\ \frac{aC_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta \quad (3.35)$$

O termo \dot{v}_x corresponde à aceleração longitudinal do veículo, \dot{v}_y corresponde à aceleração lateral e \dot{r} corresponde à aceleração de guinada. F_{xf} e F_{xr} correspondem às forças longitudinais no eixo dianteiro e no eixo traseiro, respectivamente, exercidas pelos pneus. São consideradas a velocidade lateral ou “*lateral velocity*” (v_y), a velocidade longitudinal ou “*longitudinal velocity*” (v_x) e a velocidade de guinada ou “*yaw rate*” (r). $C_{\alpha f}$ corresponde ao coeficiente de rigidez lateral das rodas dianteiras e $C_{\alpha r}$ corresponde ao coeficiente de rigidez lateral das rodas traseiras. O modelo considera a massa da carroceria do veículo (m_c), o momento de inércia de guinada (I_z), a distância da dianteira até o centro do veículo (a) e a distância do centro até a traseira do veículo (b). Por último, tem-se o ângulo de esterçamento ou “*steer angle*” (δ).

Jazar (2008) afirma que ao assumir que a velocidade longitudinal é constante, assume-se que a aceleração longitudinal é nula ($\dot{v}_x = 0$). Dessa forma, a primeira equação torna-se independente, ou seja, utilizando um ângulo de esterçamento como entrada, a resposta dinâmica (lateral e de guinada) do veículo pode ser determinada apenas com a segunda equação.

A Tabela 3.6 associa cada uma das variáveis modelo de veículo planar rígido com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.6 – Variáveis modelo de veículo planar rígido e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
Forças	F_{xf}, F_{xr}	N
Ângulo	δ	Rad
Momento de inércia	I_z	kg.m ²
Massa	m_c	Kg
Velocidades	v_x, v_y	m/s
Velocidade angular	r	rad/s

Acelerações	\dot{v}_x, \dot{v}_y	m/s ²
Aceleração angular	\dot{r}	rad/s ²
Coefficientes de rigidez lateral	$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}$	N/rad
Distâncias	a, b	m

Fonte: Autoria própria, 2022.

3.4 Perfil de Pista Curva

Pereira *et al.* (2010) afirma que uma maneira de representar pistas curvas é através da utilização de curvas circulares horizontais de concordância, na qual, a curva é um segmento de circunferência que liga dois trechos de pista. O desenvolvimento de uma curva circular horizontal de concordância é dado por:

$$D = \frac{\pi \cdot R \cdot AC}{180} \quad (3.36)$$

D é o desenvolvimento da curva, R é o raio de curvatura e AC é o ângulo central. A Figura 3.4 apresenta um exemplo de curva circular horizontal de concordância.

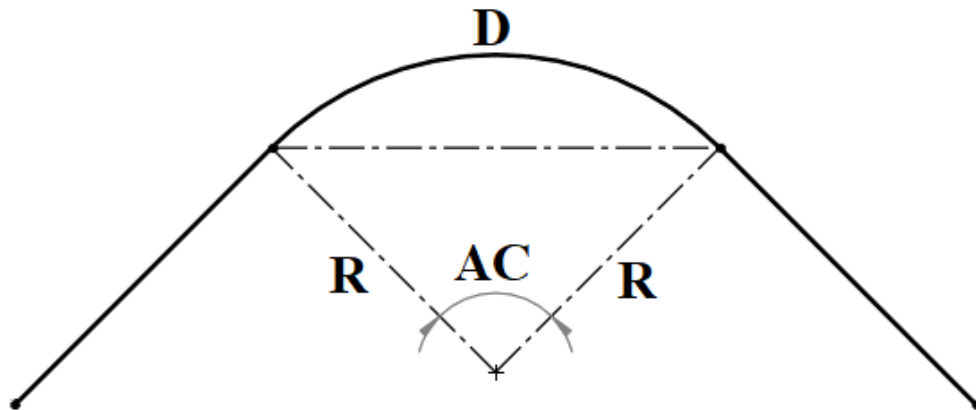


Figura 3.4 – Exemplo de curva circular horizontal de concordância.

Fonte: Autoria própria, 2022.

A Tabela 3.7 associa cada uma das variáveis do desenvolvimento da curva com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.7 – Variáveis do desenvolvimento da curva e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis	Unidades de medida	
Desenvolvimento da curva	D	m
Raio de curvatura	R	m
Ângulo central	AC	graus

Fonte: Autoria própria, 2022.

Birck (2020) afirma que superelevações da pista são inclinações que geram uma força contrária a força centrífuga, que garantem que o veículo se mantenha dentro da curva. A superelevação da pista pode ser desconsiderada para raios de curvatura muito grandes, ou seja, quanto maior o raio de curvatura, menor será a superelevação necessária para garantir que o veículo se mantenha na pista.

A Tabela 3.8 apresenta os valores mínimos de raios de curvatura para que a superelevação seja dispensável para cada velocidade.

Tabela 3.8 – Valores mínimos de raios de curvatura para que a superelevação seja dispensável.

Velocidade do veículo (km/h)	Raio de curvatura (m)
40	800
50	1250
60	1800
70	2450
80	3200
90	4050

Fonte: Adaptado de Pereira, 2010.

Rajamani (2006) afirma que o ângulo de esterçamento (δ) necessário para fazer uma curva de raio de curvatura (R) com erro da posição lateral do veículo igual a zero, é dado por:

$$\delta = \frac{(a + b)}{R} + K_v \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.37)$$

Onde a é a distância da dianteira até o centro do veículo, b é a distância do centro até a traseira do veículo, v é a velocidade do veículo e K_v é o coeficiente de subviragem, que é dado por:

$$K_v = \frac{m_f}{2C_{\alpha f}} - \frac{m_r}{2C_{\alpha r}} \quad (3.38)$$

O termo m_f é a massa das rodas dianteiras, m_r é a massa das rodas traseiras, $C_{\alpha f}$ é o coeficiente de rigidez lateral das rodas dianteiras e $C_{\alpha r}$ é o coeficiente de rigidez lateral das rodas traseiras.

Jazar (2008) afirma que as massas das rodas dianteiras e traseiras podem ser determinadas, respectivamente, por:

$$m_f = \frac{m_c \cdot b}{a + b} \quad (3.39)$$

$$m_r = \frac{m_c \cdot a}{a + b} \quad (3.40)$$

A Tabela 3.9 associa cada uma das variáveis das equações de ângulo de esterçamento e de coeficiente de subviragem com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.9 – Variáveis das equações de ângulo de esterçamento e de coeficiente de subviragem e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
Ângulo de esterçamento	δ	rad
Raio de curvatura	R	m
Distâncias	a, b	m
Coeficiente de subviragem	K_v	rad/m/s ²
Aceleração lateral	\ddot{y}_s	m/s ²
Massas	m_c, m_f, m_r	kg
Coeficiente de rigidez lateral	$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}$	N/rad

Fonte: Autoria própria, 2022.

É importante ressaltar que essa metodologia utilizada para determinar o ângulo de esterçamento (δ) necessário para fazer uma curva de raio de curvatura (R) caracteriza uma função degrau (*step*), ou seja, o esterçamento será constante e igual a zero durante as retas e ocorrerá um salto no esterçamento quando o veículo entrar nas curvas, mantendo um valor constante diferente de zero. Conseqüentemente, isso resultará em respostas dinâmicas com saltos quando o veículo entrar nas curvas.

3.5 Transferência dos Efeitos dos Modelos de Veículo

O modelo de veículo planar rígido proposto por Jazar (2008) não inclui nenhum movimento vertical e o modelo de veículo vertical proposto por Pereira (2013) não considera as dinâmicas laterais e longitudinais. Pazooki *et al.* (2012) apresenta uma proposta para avaliar os efeitos da dinâmica lateral e longitudinal no assento do motorista, conforme as equações a seguir.

$$\ddot{x}_a = \ddot{x}_c + h_a \ddot{\theta} \quad (3.41)$$

$$\ddot{y}_a = \ddot{y}_c - h_a \ddot{\phi} \quad (3.42)$$

O termo \ddot{x}_a é a aceleração longitudinal transferida para o assento do motorista, \ddot{y}_a é a aceleração lateral transferida para o assento do motorista, \ddot{x}_c é a aceleração longitudinal da carroceria, \ddot{y}_c é a aceleração lateral da carroceria, h_a é a altura do assento do motorista, $\ddot{\theta}$ é a aceleração angular de arfagem da carroceria e $\ddot{\phi}$ é aceleração angular de rolagem da carroceria.

A Tabela 3.10 associa cada uma das variáveis das equações acima com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.10 – Variáveis das equações de transferências de efeitos e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
Acelerações	$\ddot{x}_a, \ddot{x}_c, \ddot{y}_a, \ddot{y}_c$	m/s ²
Altura	h_a	m
Acelerações angulares	$\ddot{\theta}, \ddot{\phi}$	rad/s ²

Fonte: Autoria própria, 2022.

3.6 Avaliação de Conforto Veicular

A norma ISO 2631-1 (1997) indica um método de avaliação a severidade das vibrações impostas ao corpo humano. Com base nos valores RMS das acelerações ponderadas na frequência impostas ao corpo humano, tem-se seis faixas de conforto, conforme apresentado na Tabela 3.11 a seguir.

Tabela 3.11 – Avaliação do conforto em função dos valores RMS ponderados das acelerações impostas ao corpo humano proposta pela norma ISO 2631-1.

Acelerações RMS	Provável sensação
Menor que 0,315 m/s ²	Não desconfortável
Entre 0,315 e 0,63 m/s ²	Levemente desconfortável
Entre 0,5 e 1 m/s ²	Relativamente desconfortável
Entre 0,8 e 1,6 m/s ²	Desconfortável
Entre 1,25 e 2,5 m/s ²	Muito desconfortável
Maior que 2 m/s ²	Extremamente desconfortável

Fonte: Adaptado de ISO 2621-1, 1997.

Segundo a norma ISO 2631-1 (1997), o cálculo do valor RMS é realizado da seguinte forma:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [a_w(t)]^2 dt} \quad (3.43)$$

A componente $a_w(t)$ é o vetor de acelerações ponderadas na frequência em função do tempo e T é a duração da exposição medida.

A norma ISO 2631-1 (1997) indica que em situações em que o fator de crista (FC) é maior que nove, a simples avaliação do valor RMS não é suficiente, sendo o FC o módulo da razão entre o máximo valor de pico e o valor RMS, ambos ponderados em frequência.

A Tabela 3.12 associa cada uma das variáveis do cálculo do RMS com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.12 – Variáveis do cálculo do RMS e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
Acelerações	RMS, a_w	m/s^2
Fator de crista	FC	Adimensional
Tempo	T	s

Fonte: Autoria própria, 2022.

3.7 Avaliação de Saúde do Motorista

Flores (2015) afirma que dentro da legislação brasileira, no que se refere à exposição de trabalhadores a vibrações, tem-se como referências a Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres (NR-15, 1983), o Anexo 1 da Norma Regulamentadora 09 – Programa de Prevenção de Riscos Ambientais (NR-09, 1995) e a Norma de Higiene Ocupacional 09 – Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro (NHO-09, 2012). Além disso, como apresentado anteriormente, a norma ISO 2631-1 (1997) indica um método de avaliação a severidade das vibrações impostas ao corpo humano. Dessa forma, os indicadores da exposição às vibrações de corpo inteiro previstos na legislação brasileira são o valor da dose de vibração resultante (VDVR) e o valor da aceleração resultante da exposição normalizada (aren).

O VDVR é calculado da seguinte forma:

$$VDVR = \left[\sum_j (VDVexp_j)^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.44)$$

$VDVexp_j$ é o valor da dose de vibração representativo da exposição ocupacional diária no eixo j , que é dado por:

$$VDVexp_j = f_j \cdot VDV_j \cdot \left(\frac{T_{exp}}{T_{amos}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.45)$$

T_{exp} corresponde ao tempo de exposição ao longo da jornada de trabalho, T_{amos} corresponde ao tempo total de medição das diferentes amostras e f_j corresponde ao fator de multiplicação em função do eixo considerado, sendo 1,0 para o eixo z e 1,4 para os eixos x e y. Neste estudo, o tempo de exposição ao longo da jornada de trabalho é o mesmo que o tempo total de medição das diferentes amostras. O VDV_j é o valor da dose de vibração medido no eixo j , que é dado por:

$$VDV_j = \sqrt[4]{\int_0^t [a_w(t)]^4 dt} \quad (3.46)$$

O termo $a_w(t)$ é o vetor de acelerações ponderadas na frequência em função do tempo e t é o tempo de duração da medição.

A Tabela 3.13 associa cada uma das variáveis do cálculo do VDVR com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.13 – Variáveis do cálculo do VDVR e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis	Unidades de medida
Acelerações	a_w m/s ²
Tempos	t, T_{exp}, T_{amos} s
Valores da dose de vibração	$VDV_j, VDV_{exp_j}, VDVR$ m/s ^{1,75}
Fatores de multiplicação	f_j Adimensional

Fonte: Autoria própria, 2022.

O $aren$ é calculado da seguinte forma:

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (3.47)$$

T é o tempo de duração da jornada diária de trabalho, T_0 é o tempo de duração padrão de 8 horas (28800 segundos) e are é a aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional diária, que é dado por:

$$are = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1} n_i arep_i^2 T_i} \quad (3.48)$$

T é o tempo de duração da jornada diária de trabalho, n_i é o número de repetições da componente i ao longo da jornada de trabalho e $arep_i$ é a aceleração média resultante representativa da componente de exposição i , ocorrida no intervalo de tempo T_i . Neste estudo, o tempo de duração da jornada diária de trabalho T é o mesmo que o intervalo de tempo T_i e o número de repetições da componente i ao longo da jornada de trabalho é igual a um. A aceleração $arep_i$ é dada por:

$$arep_i = \frac{1}{s} \sum_1^s amr \quad (3.49)$$

O termo s é o número de amostras da componente de exposição i que foram mensuradas, sendo igual a um neste estudo. O valor amr corresponde à aceleração média resultante, que é dada por:

$$amr = \sqrt{(f_x am_x)^2 + (f_y am_y)^2 + (f_z am_z)^2} \quad (3.50)$$

A componente f_j corresponde ao fator de multiplicação em função do eixo j considerado ($j = x, y, z$) e am_j corresponde às acelerações ponderadas na frequência em função do tempo para cada eixo j considerado ($j = x, y, z$).

A Tabela 3.14 associa cada uma das variáveis do cálculo do aren com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 3.14 – Variáveis do cálculo do aren e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis		Unidades de medida
Acelerações	$am_r, am_j, are_{p_i}, are, aren$	m/s^2
Fatores de multiplicação	f_j	Adimensional
Número de amostras	s	Adimensional
Número de repetições	n_i	Adimensional
Tempos	T_i, T, T_0	s

Fonte: Autoria própria, 2022.

O Anexo 01 da NR-09 (1995) define os valores associados aos níveis de ação e limites de exposição dos indicadores VDVR e aren, conforme apresentado na Tabela 3.15 a seguir.

Tabela 3.15 – Valores estabelecidos pelo Anexo 01 da NR-09 para VDVR e aren.

Indicador	Limite de exposição	Nível de ação
aren	$1,1 m/s^2$	$0,5 m/s^2$
VDVR	$21 m/s^{1,75}$	$9,1 m/s^{1,75}$

Fonte: Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil, 1995.

Conforme o Anexo 01 da NR-09 (1995), as situações de exposição ocupacional superiores ao limite de exposição ou ao nível de ação implicam obrigatória adoção de medidas de caráter preventivo.

3.8 Método de Integração de Newmark

Para determinar a resposta dinâmica, uma alternativa é utilizar os métodos de integração numérica. Estes métodos são caracterizados por satisfazer as equações diferenciais governantes somente em intervalos de tempo discretos separados por uma variação de tempo Δt . Além disso, assume-se que existe um tipo de variação adequada do deslocamento, da velocidade e da aceleração dentro desse intervalo de tempo Δt (RAO, 2008).

Entre esses métodos de integração numérica, um método amplamente conhecido é o Método de Integração de Newmark, sendo um dos métodos mais eficazes. Este método assume que a aceleração varia linearmente entre dois instantes de tempo e Newmark obteve a estabilidade na solução de problemas lineares utilizando as constantes $\beta = 0,5$ e $\alpha = 0,25$

(RAO, 2008). Com base nessas constantes e na variação de tempo Δt definida previamente, determina-se as outras constantes que são essenciais para aplicação do método:

$$A_0 = \frac{1}{\alpha \Delta t^2} \quad (3.51)$$

$$A_1 = \frac{1}{\alpha \Delta t} \quad (3.52)$$

$$A_2 = \frac{1}{2\alpha} - 1 \quad (3.53)$$

$$A_5 = \frac{\beta}{\alpha \Delta t} \quad (3.54)$$

$$A_6 = \frac{\beta}{\alpha} - 1 \quad (3.55)$$

$$A_7 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \quad (3.56)$$

Então, assume-se que os valores de deslocamento (\vec{x}) e velocidade ($\dot{\vec{x}}$) no tempo zero são conhecidos, possibilitando calcular a aceleração ($\ddot{\vec{x}}$) no tempo zero através da equação:

$$\ddot{\vec{x}}(t = 0) = M^{-1} [\vec{F}(t = 0) - C\dot{\vec{x}}(t = 0) - K\vec{x}(t = 0)] \quad (3.57)$$

Lembrando que M é a matriz de massa, K é a matriz de rigidez, C é a matriz de amortecimento e \vec{F} é o vetor de força. Assim, com base nas constantes obtidas e na aceleração no tempo zero obtida, pode-se determinar a resposta dinâmica em termos de deslocamento, velocidade e aceleração, respectivamente (RAO, 2008):

$$\begin{aligned} \ddot{\vec{x}}(t_{i+1}) = & (A_0 M + A_5 C \\ & + K)^{-1} \{ \vec{F}(t_{i+1}) + M [A_0 \vec{x}(t_i) + A_1 \dot{\vec{x}}(t_i) + A_2 \ddot{\vec{x}}(t_i)] \\ & + C [A_5 \vec{x}(t_i) + A_6 \dot{\vec{x}}(t_i) + A_7 \ddot{\vec{x}}(t_i)] \} \end{aligned} \quad (3.58)$$

$$\dot{\vec{x}}(t_{i+1}) = A_5 [\vec{x}(t_{i+1}) - \vec{x}(t_i)] - A_6 \dot{\vec{x}}(t_i) - A_7 \ddot{\vec{x}}(t_i) \quad (3.59)$$

$$\vec{x}(t_{i+1}) = A_0 [\vec{x}(t_{i+1}) - \vec{x}(t_i)] - A_1 \dot{\vec{x}}(t_i) - A_2 \ddot{\vec{x}}(t_i) \quad (3.60)$$

No presente estudo, o Método de Integração de Newmark foi utilizado para determinar a resposta dinâmica do modelo de veículo vertical submetido à excitação do perfil de pista irregular. Para a obtenção da resposta dinâmica do modelo de veículo lateral e longitudinal submetido à excitação do perfil de pista curva foi utilizada a função *ode45* do MATLAB.

3.9 Função *ode45* do MATLAB – Método de Runge-Kutta

A função *ode45* do MATLAB utiliza o método de Runge-Kutta como base. Neste método, a fórmula de recorrência para avaliar a resposta \vec{X} em função do tempo é dada por (RAO, 2008):

$$\vec{X}(t_{i+1}) = \vec{X}(t_i) + \frac{1}{6}[\vec{K}_1 + 2\vec{K}_2 + 2\vec{K}_3 + \vec{K}_4] \quad (3.61)$$

Onde:

$$\vec{K}_1 = h\vec{f}(\vec{X}(t_i), t_i) \quad (3.62)$$

$$\vec{K}_2 = h\vec{f}\left(\vec{X}(t_i) + \frac{1}{2}\vec{K}_1, t_i + \frac{1}{2}h\right) \quad (3.63)$$

$$\vec{K}_3 = h\vec{f}\left(\vec{X}(t_i) + \frac{1}{2}\vec{K}_2, t_i + \frac{1}{2}h\right) \quad (3.64)$$

$$\vec{K}_4 = h\vec{f}(\vec{X}(t_i) + \vec{K}_3, t_{i+1}) \quad (3.65)$$

Sendo h a variação de tempo, dada por:

$$h = t_{i+1} - t_i = \Delta t \quad (3.66)$$

$\vec{X}(t_i)$ engloba as condições iniciais adotadas e \vec{f} é a função que está sendo avaliada. Neste estudo, a função avaliada engloba as equações de movimento do modelo de veículo lateral e longitudinal. A função *ode45* utiliza este procedimento para a determinação da resposta dinâmica com base nas equações de movimento, sendo necessário apenas definir a função a ser analisada, o período de tempo de análise e as condições iniciais.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo é explicitado o delineamento do trabalho e os dados de entrada utilizados para as verificações. Também são apresentadas as verificações dos modelos e dos métodos implementados no trabalho.

4.1 Delineamento do Trabalho

A metodologia utilizada no presente trabalho foi organizada em um formato de organograma. Dessa forma, é possível visualizar, em uma única imagem, toda a metodologia proposta, conforme apresentado na Figura 4.1.

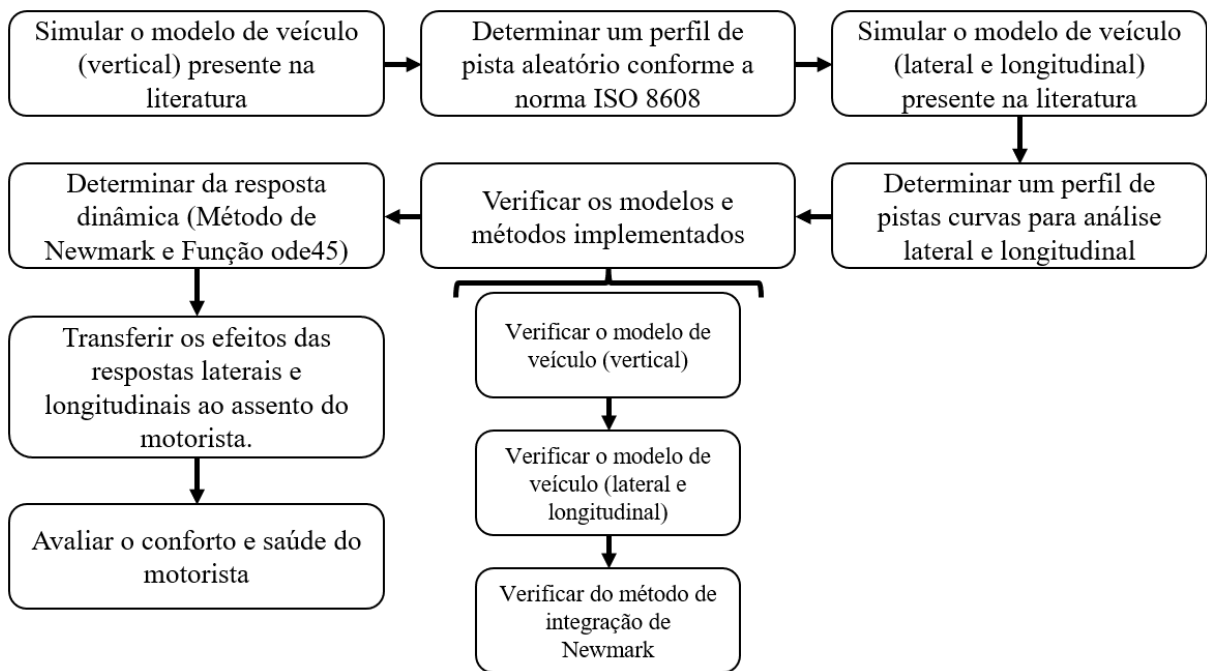


Figura 4.1 – Organograma apresentando todas as etapas da metodologia proposta.

Fonte: Autoria própria, 2022.

4.2 Dados de Entrada para as Verificações

A Tabela 4.1 apresenta os dados de entrada fornecidos por Pereira (2013), o qual traz contribuições significantes para a área de estudo em questão. Esses dados de entrada caracterizam um veículo SUV (*Sport-Utility Vehicle*) e são utilizados para verificação do modelo de veículo (vertical).

Tabela 4.1 – Dados de entrada para verificação do modelo de veículo (vertical) fornecidos por Pereira (2013).

Dados de entrada do modelo de veículo (vertical)	
Distância da dianteira até o CG	$a = 1,524 \text{ m}$
Distância do CG até a traseira	$b = 1,156 \text{ m}$
Metade da largura do veículo	$w = 0,725 \text{ m}$
Distância X do assento até o CG	$x_a = 0,234 \text{ m}$
Distância Y do assento até o CG	$y_a = 0,375 \text{ m}$
Massa do assento	$m_a = 100 \text{ kg}$
Massa da carroceria	$m_c = 2160 \text{ kg}$
Massas não suspensas dianteiras (esquerda e direita)	$m_1 = m_3 = 85 \text{ kg}$
Massas não suspensas traseiras (esquerda e direita)	$m_2 = m_4 = 60 \text{ kg}$
Momento de inércia no eixo de rolagem	$I_x = 946 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Momento de inércia no eixo de arfagem	$I_y = 4140 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Rigidez do assento	$k_a = 98935 \text{ N/m}$
Rigidezes das suspensões dianteiras (esquerda e direita)	$k_1 = k_3 = 96861 \text{ N/m}$
Rigidezes das suspensões traseiras (esquerda e direita)	$k_2 = k_4 = 52310 \text{ N/m}$
Rigidez de todos os pneus	$k_t = 200000 \text{ N/m}$
Amortecimento do assento	$c_a = 615 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Amortecimentos das suspensões dianteiras (direita e esquerda)	$c_1 = c_2 = 2460 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Amortecimentos das suspensões traseiras (direita e esquerda)	$c_3 = c_4 = 2281 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Velocidade do veículo	$v = 20 \text{ m/s}$

Fonte: Pereira, 2013.

A Tabela 4.2 apresenta os dados de entrada utilizados no método de integração de Newmark.

Tabela 4.2 – Dados de entrada utilizados no método de integração de Newmark.

Dados de entrada do método de integração de Newmark	
Deslocamento no tempo zero	$\vec{x}(t = 0) = 0 \text{ m}$
Velocidade no tempo zero	$\vec{\dot{x}}(t = 0) = 0 \text{ m/s}$
Variação de tempo	$\Delta t = 0,005 \text{ s}$

Fonte: Autoria própria, 2022.

A Tabela 4.3 apresenta os dados de entrada utilizados para verificação do modelo de veículo (lateral e longitudinal). Esses dados foram retirados de um exemplo resolvido por Jazar (2008).

Tabela 4.3 – Dados de entrada utilizados para verificação do modelo de veículo (lateral e longitudinal).

Dados de entrada do modelo de veículo (lateral e longitudinal)	
Distância da dianteira até o centro do veículo	$a = 1 \text{ m}$
Distância do centro até a traseira do veículo	$b = 1,5 \text{ m}$
Massa do veículo	$m = 1000 \text{ kg}$
Momento de inércia de guinada	$I_z = 1650 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Coefficiente de rigidez lateral das rodas dianteiras	$C_{\alpha f} = 60000 \text{ N/rad}$
Coefficiente de rigidez lateral das rodas traseiras	$C_{\alpha r} = 60000 \text{ N/rad}$
Ângulo de esterçamento	$\delta = 0,2 \text{ rad}$
Velocidade do veículo	$v = 20 \text{ m/s}$

Fonte: Jazar, 2008.

4.3 Verificação do Modelo de Veículo (Vertical)

Para verificar o modelo de veículo vertical, utiliza-se o mesmo perfil senoidal usado por Pereira (2013) como deslocamentos impostos pela pista em cada uma das rodas. Foi utilizada a função *Heaviside* (H) para inserir um atraso de 0,2 segundos, entre as rodas da direita e da esquerda, no sinal temporal de deslocamentos verticais que representam o perfil de pista.

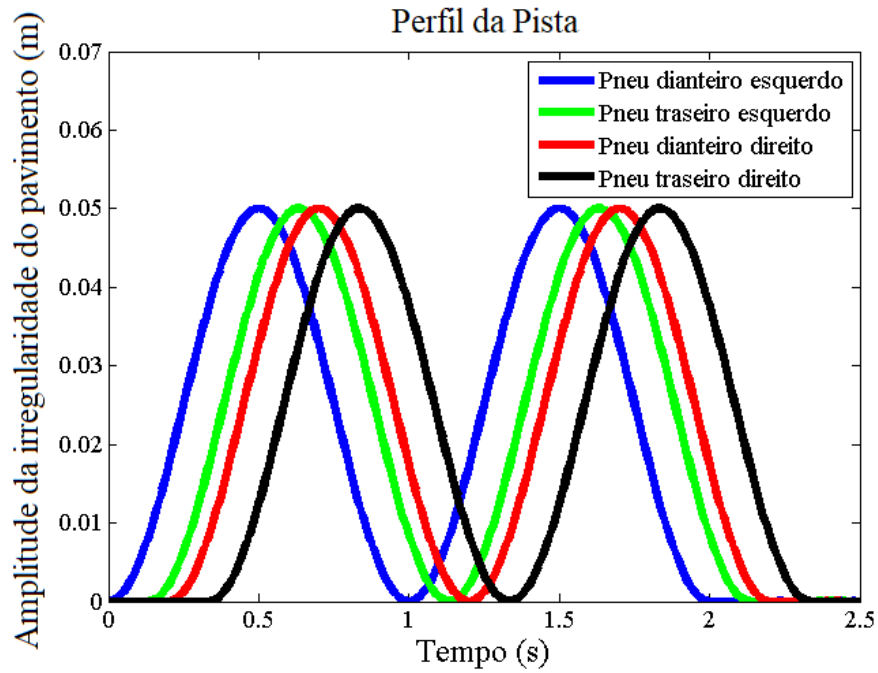
$$u_{b1} = \frac{[1 - \cos(2\pi(t))]H(t) - [1 - \cos(2\pi(t - 2,0))]H(t - 2,0)}{40} \quad (4.1)$$

$$u_{b2} = \frac{[1 - \cos(2\pi(t - 0,134))]H(t - 0,134) - [1 - \cos(2\pi(t - 2,134))]H(t - 2,134)}{40} \quad (4.2)$$

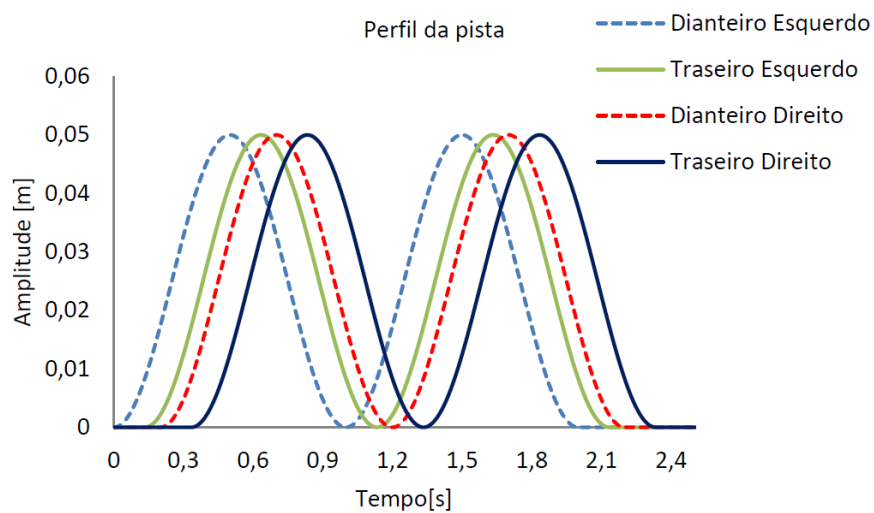
$$u_{b3} = \frac{[1 - \cos(2\pi(t - 0,2))]H(t - 0,2) - [1 - \cos(2\pi(t - 2,2))]H(t - 2,2)}{40} \quad (4.3)$$

$$u_{b4} = \frac{[1 - \cos(2\pi(t - 0,334))]H(t - 0,334) - [1 - \cos(2\pi(t - 2,334))]H(t - 2,334)}{40} \quad (4.4)$$

A representação do perfil obtido coincide com o perfil proposto por Pereira (2013), conforme apresentado nas Figuras 4.2a e 4.2b.



(a)

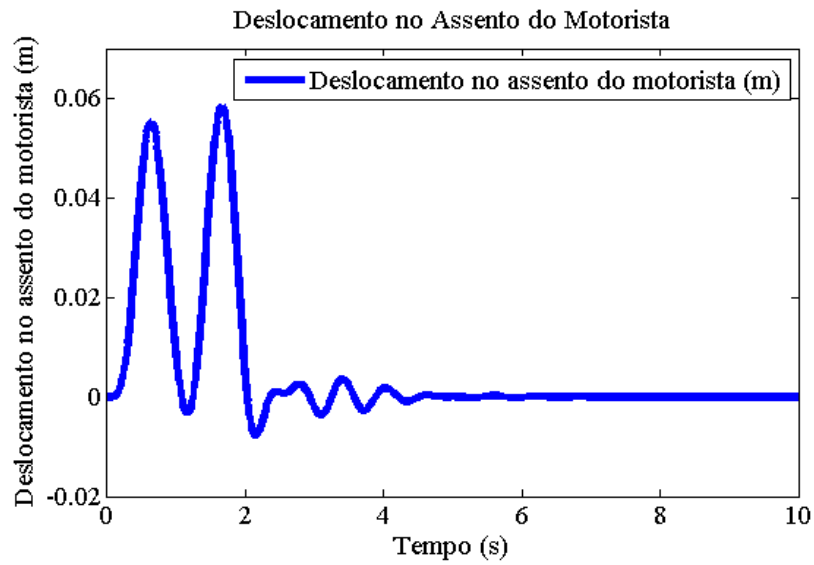


(b)

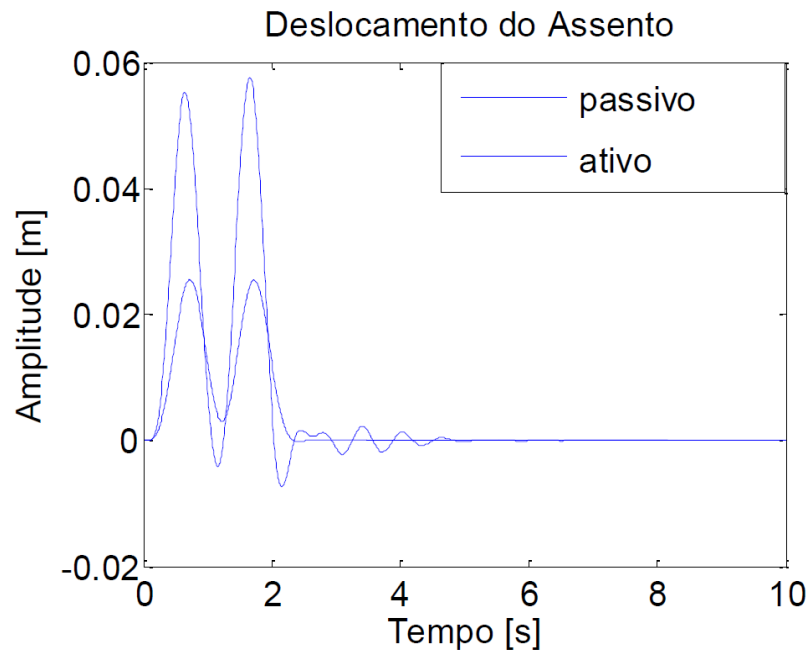
Figura 4.2 – Perfil de pista: (a) Obtido neste trabalho; (b) Proposto por Pereira (2013).

Fonte: Autoria própria, 2022.

Assim, utilizando os mesmos dados de entrada e os mesmos deslocamentos impostos pela pista em cada uma das rodas, é possível realizar a verificação do modelo de veículo vertical através da comparação dos deslocamentos obtidos no assento do motorista, conforme apresentado nas Figuras 4.3a e 4.3b.



(a)



(b)

Figura 4.3 – Deslocamento no assento do motorista obtido: (a) neste trabalho; (b) por Pereira (2013).

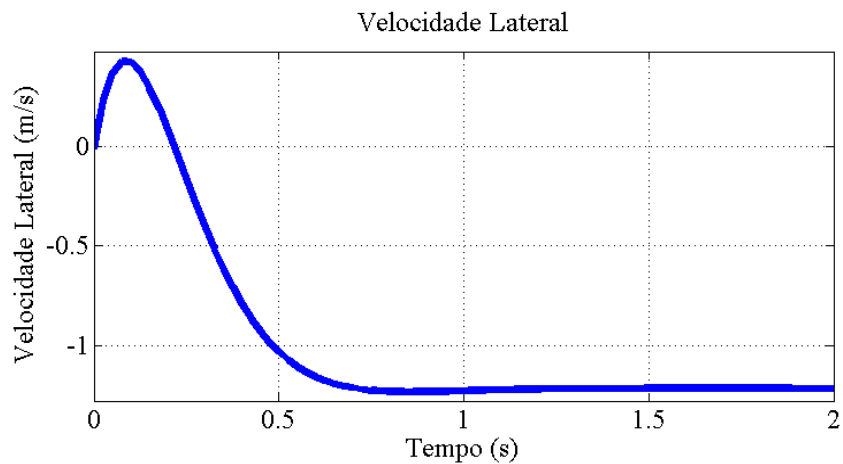
Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que o deslocamento no assento do motorista obtido neste trabalho é igual ao deslocamento no assento do motorista (passivo) obtido por Pereira (2013). Dessa forma, pode-se afirmar que a verificação do modelo de veículo vertical implementado neste estudo foi concluída com êxito.

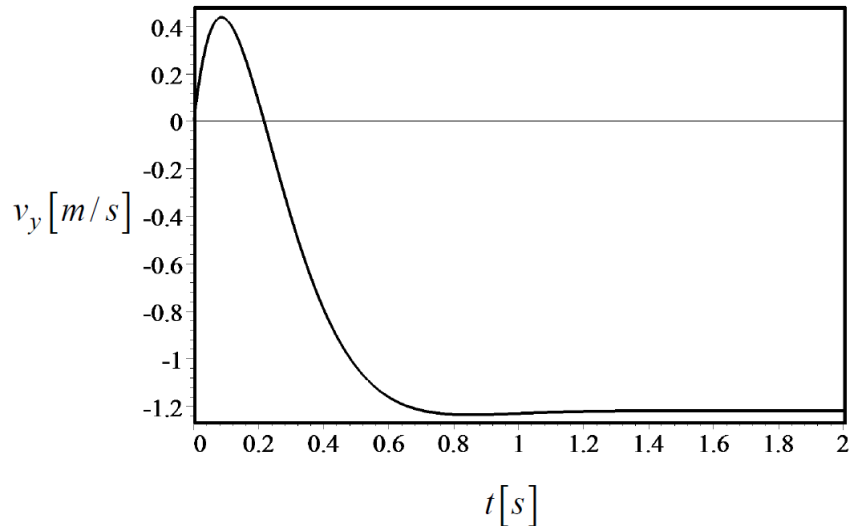
4.4 Verificação do Modelo de Veículo (Lateral e Longitudinal)

A verificação do modelo de veículo planar rígido é realizada através da comparação das respostas obtidas na simulação com as respostas obtidas por Jazar (2008) em seu exemplo resolvido.

Assim, utilizando o mesmo equacionamento e os mesmos dados de entrada propostos por Jazar (2008), é realizada a comparação das respostas obtidas, conforme apresentado nas Figuras 4.4a e 4.4b.



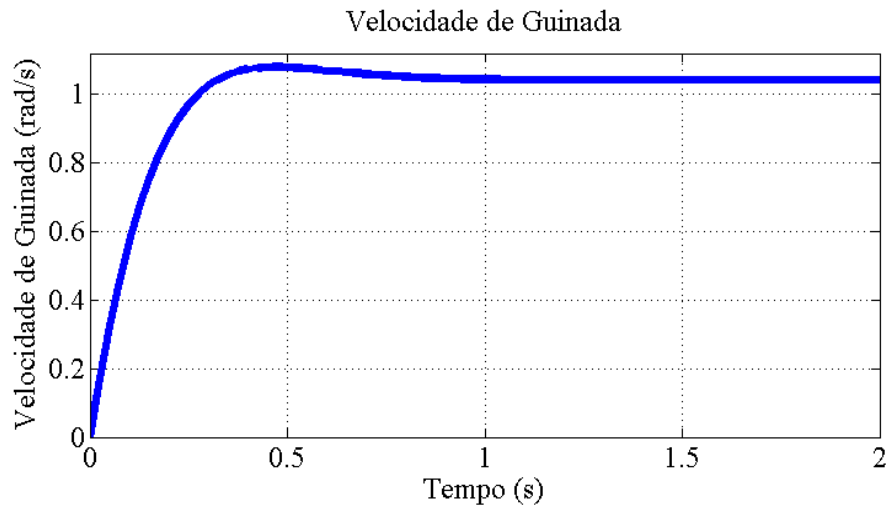
(a)



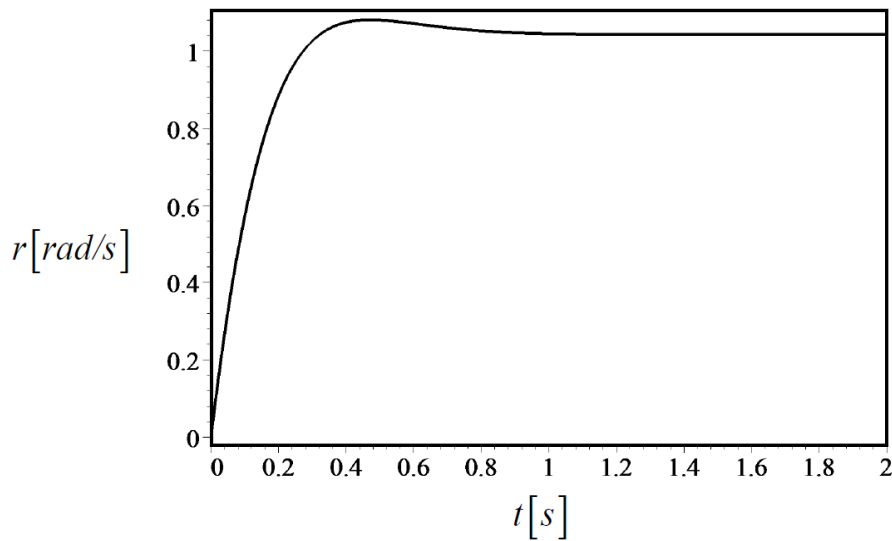
(b)

Figura 4.4 – Comparação das respostas do modelo planar rígido obtidas: (a) no presente estudo; (b) por Jazar (2008).

Percebe-se que a velocidade lateral obtida neste trabalho é igual à velocidade lateral obtida por Jazar (2008). Além disso, também foram comparadas as velocidades de guinada obtidas, conforme apresentado nas Figuras 4.5a e 4.5b.



(a)



(b)

Figura 4.5 – Comparação das velocidades de guinada do modelo planar rígido obtidas: (a) no presente estudo; (b) por Jazar (2008).

Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que, assim como as velocidades laterais, a velocidade de guinada obtida neste trabalho é igual à velocidade de guinada obtida por Jazar (2008). Dessa forma, pode-se

afirmar que a verificação do modelo de veículo lateral e longitudinal implementado neste estudo foi concluída com êxito.

4.5 Verificação do Método de Integração de Newmark

A verificação da rotina criada do método de integração de Newmark é realizada através da comparação dos resultados obtidos na solução de um problema simples com os resultados obtidos pelo método analítico. A Figura 4.6 apresenta um sistema de um grau de liberdade submetido a uma excitação harmônica. Esse sistema é usado como o problema simples para comparação dos resultados.

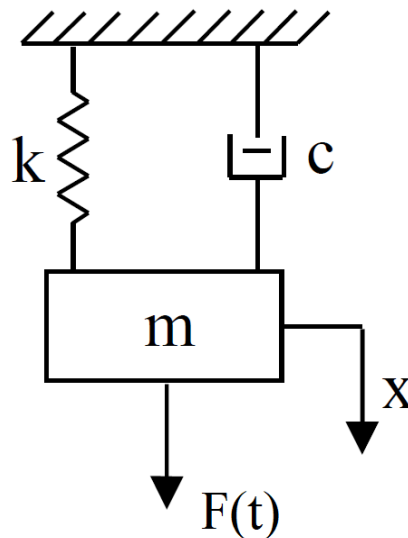


Figura 4.6 – Sistema de um grau de liberdade.

Fonte: Rao, 2008.

O equacionamento proposto por Rao (2008) para resolver este problema de um grau de liberdade de forma analítica é apresentado no Apêndice A deste estudo. A Tabela 4.4 associa cada uma das variáveis do método analítico com as unidades de medida utilizadas.

Tabela 4.4 – Variáveis do método analítico e suas respectivas unidades de medida.

Variáveis	Unidades de medida	
Amplitude da força de excitação harmônica	F_0	N
Frequência de excitação	ω	rad/s

Tempo	t	s
Razão de amortecimento	ζ	Adimensional
Frequência natural	ω_n	rad/s
Frequência natural do sistema amortecido	ω_d	rad/s
Massa do bloco	m	kg
Rigidez da mola	k	N/m
Coefficiente de amortecimento do amortecedor	c	N.s/m
Deslocamento inicial	x_0	m
Velocidade inicial	v_0	m/s

Fonte: Autoria própria, 2022.

Assim, com base nessas equações, é possível determinar a solução do problema através do método analítico. Os dados de entrada são apresentados na Tabela 4.5 a seguir.

Tabela 4.5 – Dados de entrada para o sistema de um grau de liberdade.

Dados de entrada para o sistema de um grau de liberdade	
Massa do bloco	$m = 10 \text{ kg}$
Rigidez da mola	$k = 4000 \text{ N/m}$
Coefficiente de amortecimento do amortecedor	$c = 40 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Amplitude da força harmônica	$F_0 = 200 \text{ N}$
Frequência de excitação	$\omega = 10 \text{ rad/s}$
Força harmônica	$F(t) = 200 \cos 10t \text{ N}$
Deslocamento inicial	$x_0 = 0,1 \text{ m}$
Velocidade inicial	$\dot{x}_0 = 0 \text{ m/s}$

Fonte: Autoria própria, 2022.

O problema de um grau de liberdade submetido a uma excitação harmônica foi resolvido pelo método analítico e pelo método de Newmark. A Figura 4.7 apresenta a comparação entre as duas soluções obtidas.

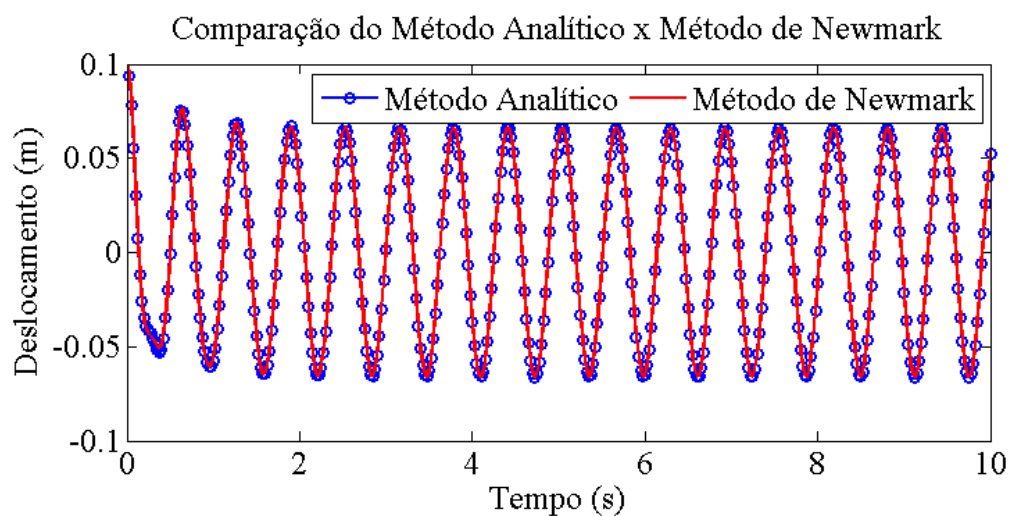


Figura 4.7 – Comparação das soluções obtidas através do método analítico e do método de Newmark.

Fonte: Autoria própria, 2022.

Analisando o gráfico da Figura 4.7, percebe-se que as curvas das soluções estão sobrepostas. Dessa forma, pode-se afirmar que a verificação do método de integração de Newmark implementado neste estudo foi concluída com êxito.

Tendo-se apresentada a metodologia proposta e a verificação das rotinas desenvolvidas para cada uma das etapas da metodologia, no próximo capítulo serão apresentados os resultados e discussões.

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta e discute os resultados obtidos no presente trabalho. Primeiramente são apresentados os dados de entrada utilizados para obtenção dos resultados. Em seguida é apresentado o perfil de pista gerado conforme a norma ISO 8608 (1995). Posteriormente, é apresentada a resposta dinâmica no assento do motorista, obtida através da implementação do método de integração de Newmark no modelo de veículo (vertical) submetido à excitação do perfil de pista irregular. Então é apresentado o perfil de pista curva gerado e, depois, tem-se a resposta dinâmica obtida através da aplicação da função *ode45* do MATLAB no modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido à excitação do perfil de pista curva. É realizada a transferência de efeitos dos modelos de veículo e, por último, tem-se a avaliação do conforto e saúde do motorista.

5.1 Dados de Entrada Utilizados para Obtenção dos Resultados

A Tabela 5.1 apresenta os dados de entrada utilizados para obtenção dos resultados do presente estudo. Estes dados de entrada, que caracterizam um veículo SUV (*Sport-Utility Vehicle*), possibilitam a determinação das respostas dinâmicas vertical, lateral e longitudinal. Os mesmos foram retirados de referências como Shirahatt *et al.* (2008) e Jazar (2008), que trazem contribuições significantes para a área de estudo em questão.

Tabela 5.1 – Dados de entrada utilizados para obtenção dos resultados.

Dados de entrada	
Distância da dianteira até o CG	$a = 1 \text{ m}$
Distância do CG até a traseira	$b = 1,5 \text{ m}$
Metade da largura do veículo	$w = 0,725 \text{ m}$
Distância X do assento até o CG	$x_a = 0,234 \text{ m}$
Distância Y do assento até o CG	$y_a = 0,375 \text{ m}$
Massa do assento	$m_a = 45 \text{ kg}$
Massa da carroceria	$m_c = 1000 \text{ kg}$
Massas não suspensas dianteiras (esquerda e direita)	$m_1 = m_3 = 85 \text{ kg}$
Massas não suspensas traseiras (esquerda e direita)	$m_2 = m_4 = 60 \text{ kg}$

Momento de inércia no eixo de rolagem	$I_x = 946 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Momento de inércia no eixo de arfagem	$I_y = 4140 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Rigidez do assento	$k_a = 98935 \text{ N/m}$
Rigidezes das suspensões dianteiras (esquerda e direita)	$k_1 = k_3 = 96861 \text{ N/m}$
Rigidezes das suspensões traseiras (esquerda e direita)	$k_2 = k_4 = 52310 \text{ N/m}$
Rigidez de todos os pneus	$k_t = 200000 \text{ N/m}$
Amortecimento do assento	$c_a = 615 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Amortecimentos das suspensões dianteiras (esquerda e direita)	$c_1 = c_3 = 2460 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Amortecimentos das suspensões traseiras (esquerda e direita)	$c_2 = c_4 = 2281 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Momento de inércia de guinada	$I_z = 1650 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Coefficiente de rigidez lateral das rodas dianteiras	$C_{\alpha f} = 60000 \text{ N/rad}$
Coefficiente de rigidez lateral das rodas traseiras	$C_{\alpha r} = 60000 \text{ N/rad}$
Altura do assento do motorista	$h_a = 0,6 \text{ m}$
Velocidade do veículo	$v = 20 \text{ m/s}$

Fonte: Shirahatt *et al.* (2008) e Jazar (2008).

5.2 Perfil de Pista Irregular Gerado Conforme a Norma 8608

Ao aplicar a metodologia proposta pela norma ISO 8608 (1995), foi possível gerar os perfis de pistas irregulares para cada classe de pista. A Figura 5.1 apresenta o sistema de classificação de rodovias gerado.

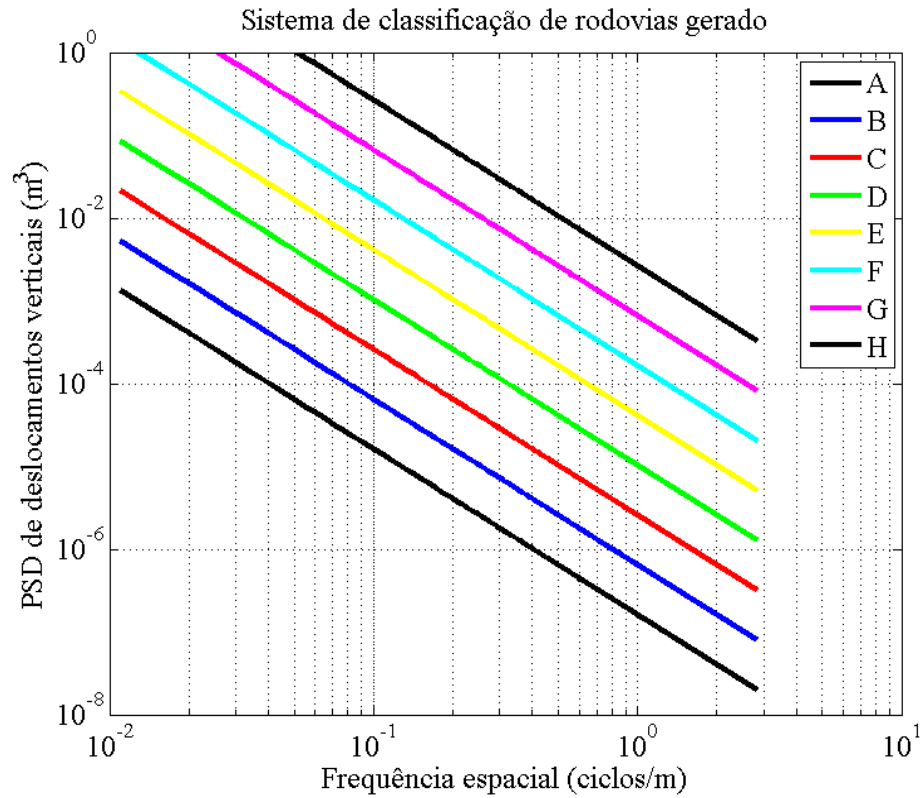


Figura 5.1 – Sistema de classificação de rodovias gerado.

Fonte: Autoria própria, 2022.

Com uma velocidade constante do veículo de 20 m/s e aplicando a metodologia proposta pela ISO 8608 (1995) juntamente com o método proposto por Shinozuka e Jan (1972), foi possível descrever os deslocamentos verticais de cada classe de estrada em função do tempo, como mostrado na Figura 5.2.

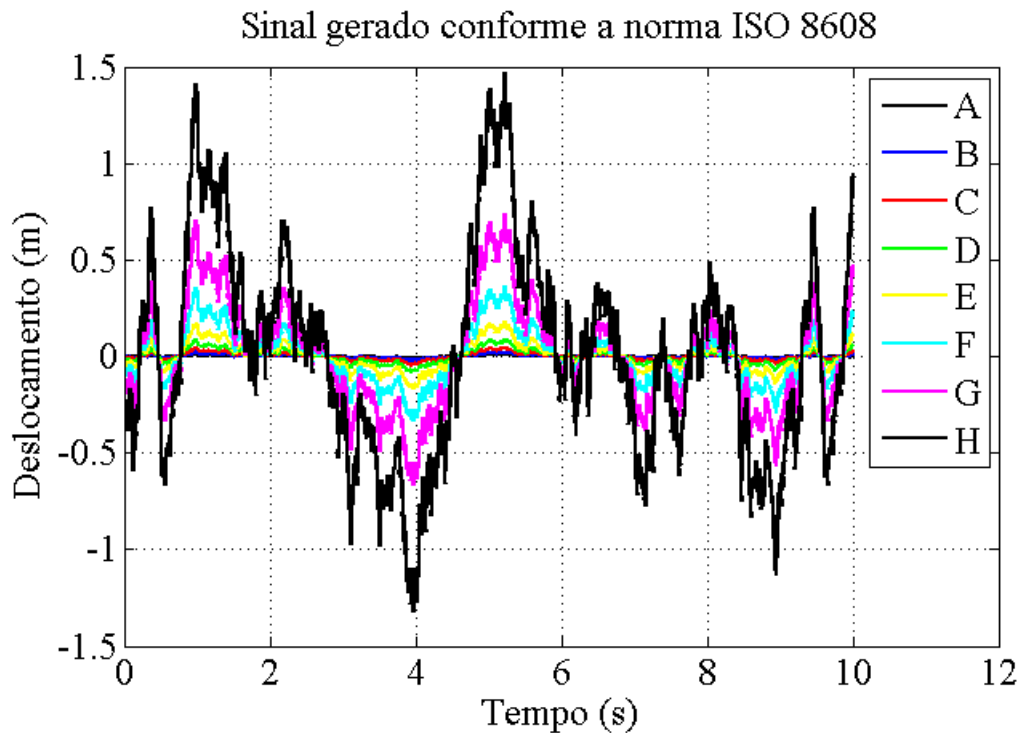


Figura 5.2 – Sinal gerado conforme a norma ISO 8608 para cada classe de pista.

Fonte: Autoria própria, 2022.

Esses sinais são usados como excitação para análise da resposta dinâmica do modelo de veículo (vertical). É importante ressaltar alguns pontos referentes a essa classificação de pistas. Ngwangwa *et al.* (2010) afirma que as classes de pista F, G e H são previstas apenas para fins teóricos, pois se encontram fora dos limites práticos de rugosidade de pistas. Ding *et al.* (2009) afirma que as classes de pista de A até D podem ser classificadas como rodovias pavimentadas e as demais classes como rodovias não pavimentadas.

5.3 Resposta Dinâmica do Modelo de Veículo (Vertical)

Ngwangwa *et al.* (2010) afirma que o perfil de classe C corresponde a uma estrada não pavimentada bem conservada ou a uma estrada com algumas depressões profundas e com depressões rasas frequentes, sendo frequentemente o perfil de pista observado em estradas brasileiras. Portanto, um perfil classe C foi escolhido para a análise dinâmica. A Figura 5.3 apresenta os deslocamentos verticais da classe C de estrada em função do tempo.

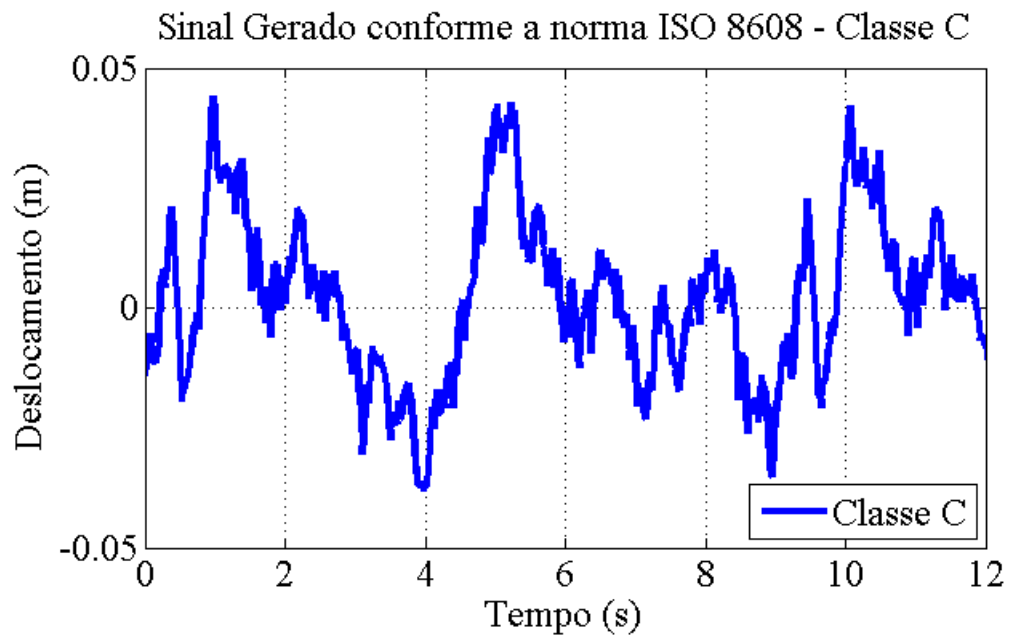
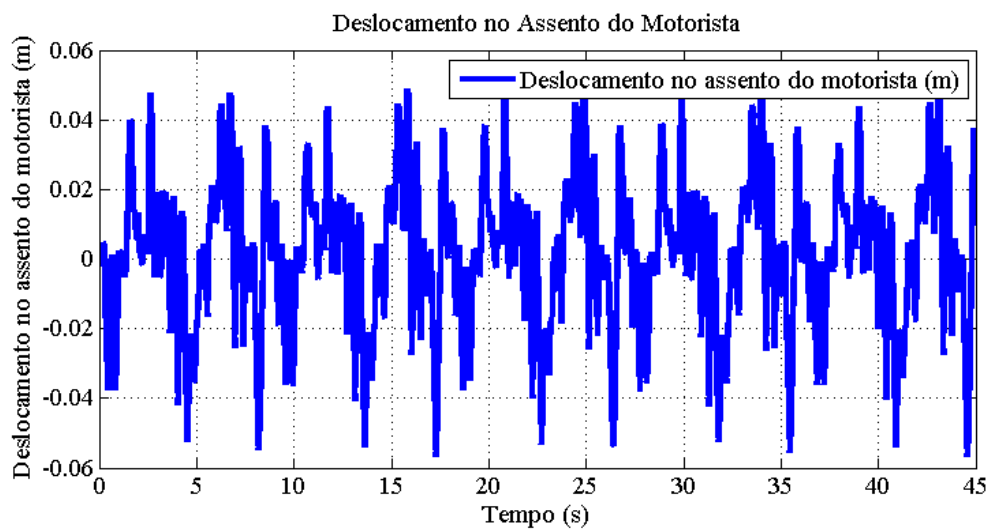


Figura 5.3 – Sinal gerado conforme a norma ISO 8608 para a classe C de pista.

A Figura 5.4a apresenta a resposta dinâmica do assento do motorista obtida para o modelo de veículo (vertical) submetido ao perfil de pista irregular classe C em termos de deslocamento, a Figura 5.4b apresenta em termos de velocidade e a Figura 5.4c apresenta em termos de aceleração.



(a)

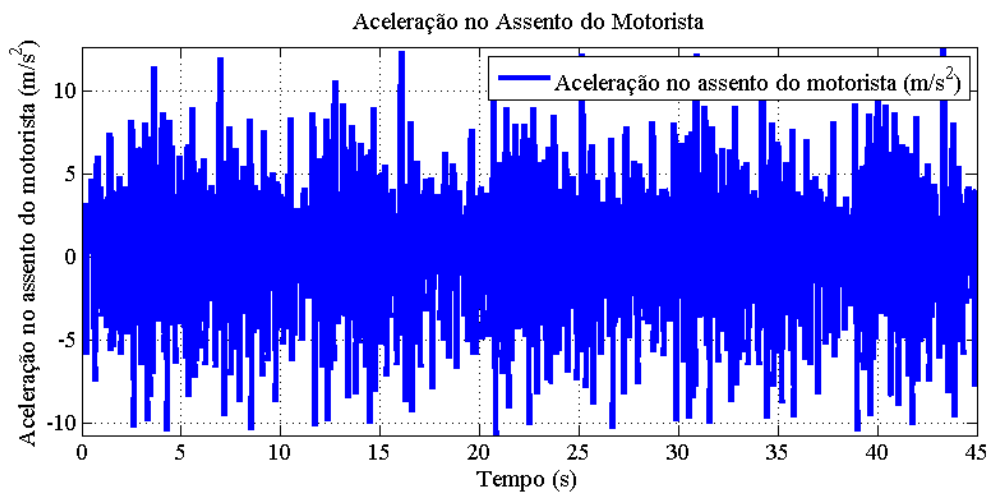
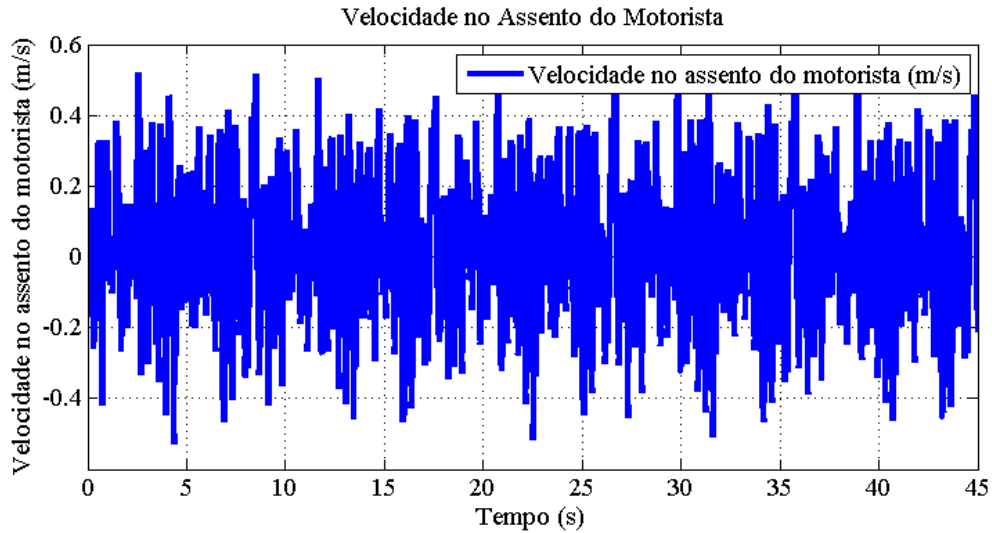


Figura 5.4 – Resposta dinâmica do assento do motorista obtida para o modelo de veículo (vertical) submetido ao perfil de pista irregular classe C em termos de: (a) Deslocamento; (b) Velocidade; (c) Aceleração.

Fonte: Autoria própria, 2022.

Como se pode ver, os deslocamentos são mantidos, aproximadamente, dentro de uma faixa de amplitudes de $-0,06$ e $0,06$ m. As velocidades permanecem aproximadamente dentro de uma faixa de $-0,6$ e $0,6$ m/s. As acelerações permanecem, aproximadamente, dentro de uma faixa de amplitudes de -10 e 10 m/s².

Drehmer (2017) determinou a resposta dinâmica de um modelo de veículo vertical, porém, em seu estudo foram aplicados métodos de otimização para reduzir as acelerações impostas ao motorista. As acelerações verticais do assento obtidas pelo autor permaneceram, aproximadamente, dentro de uma faixa de amplitudes de -5 e 5 m/s².

Fossati (2017) também aplicou métodos de otimização para reduzir as acelerações impostas ao motorista de um modelo de veículo vertical. As acelerações verticais do assento obtidas pelo autor permaneceram, aproximadamente, dentro de uma faixa de amplitudes de -4 e 4 m/s^2 para o perfil de pista classe C.

Com base nos resultados obtidos e na comparação com os resultados dos outros autores, percebe-se a importância da utilização de métodos de otimização para diminuição das amplitudes de vibração no assento do motorista.

5.4 Perfil de Pista Curva Gerado

Os raios de curvatura das pistas curvas devem ser muito grandes para que a superelevação da pista seja de 0%. Assim, para simplificar a implementação do perfil de pista curva, adotou-se raios de curvaturas pequenos (150 e 100 metros), velocidade do veículo de 20 m/s e superelevação da pista de 0%.

A Figura 5.5 apresenta o trajeto gerado com pistas curvas. Os comprimentos das pistas retas e os raios de curvatura das pistas curvas são apresentados em metros.

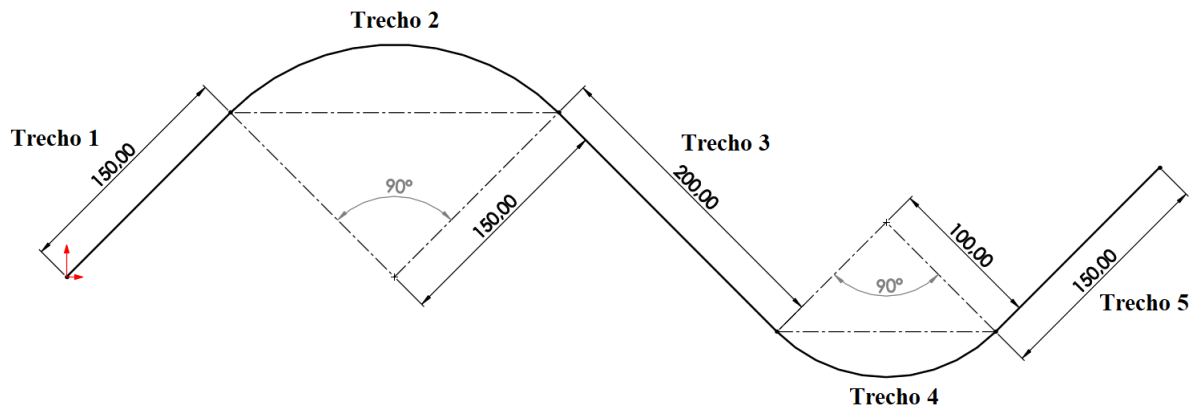


Figura 5.5 – Trajeto gerado com pistas curvas (valores em metros).

Fonte: Autoria própria, 2022.

A Tabela 5.2 apresenta as principais características de cada trecho do trajeto gerado.

Tabela 5.2 – Principais características de cada trecho do trajeto gerado.

Trajeto	Raio de curvatura	Comprimento da pista	Tempo para percorrer
Trecho 1	-	150 m	0 – 7,5 s
Trecho 2	150 m	235,62 m	7,5 – 19,281 s
Trecho 3	-	200 m	19,281 – 29,281 s
Trecho 4	100 m	157,08 m	29,281 – 37,135 s
Trecho 5	-	150 m	37,135 – 44,635 s

Fonte: Autoria própria, 2022.

5.5 Resposta Dinâmica do Modelo de Veículo (Lateral e Longitudinal)

Assumindo que a velocidade longitudinal é constante, tem-se uma aceleração longitudinal igual a zero. Dessa forma, a Figura 5.6 apresenta a resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva, em termos de velocidade em função do tempo.

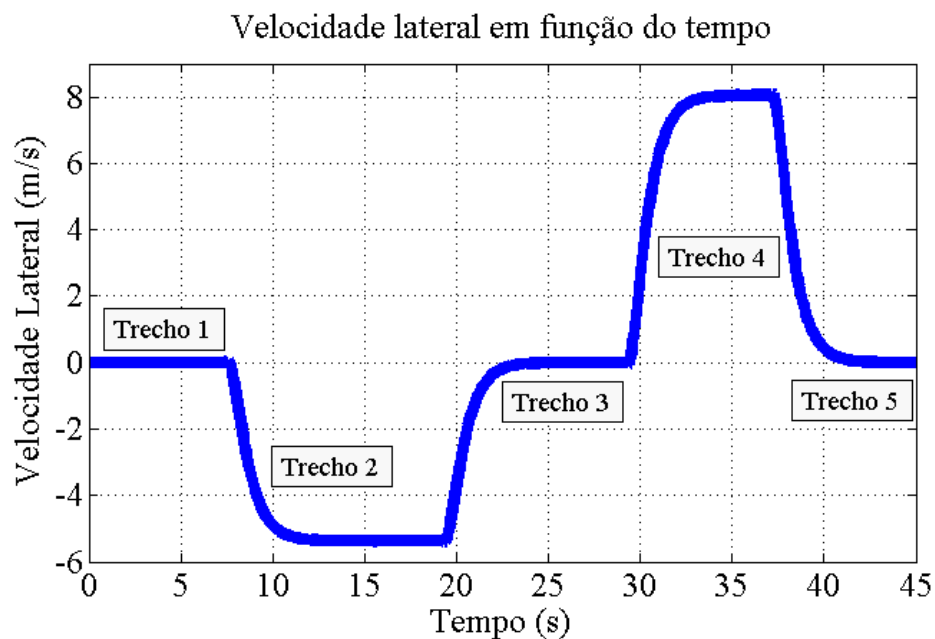


Figura 5.6 – Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva, em termos de velocidade em função do tempo.

Fonte: Autoria própria, 2022.

As velocidades laterais permanecem, aproximadamente, dentro de uma faixa de -6 e 9 m/s. A Figura 5.7 apresenta a resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva, em termos de aceleração em função do tempo.

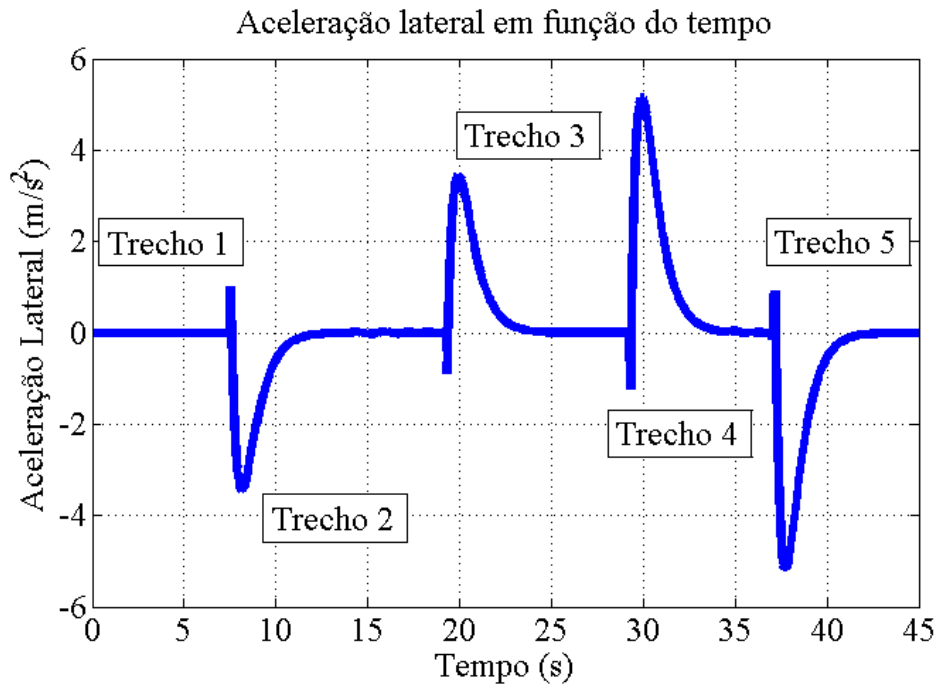


Figura 5.7 – Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva, em termos de aceleração em função do tempo.

Fonte: Autoria própria, 2022.

As acelerações laterais permanecem, aproximadamente, dentro de uma faixa de -6 e 6 m/s². Além disso, é possível perceber os saltos nas respostas dinâmicas obtidas quando o veículo entra nas curvas. Como apresentado anteriormente, isso se deve ao fato da metodologia utilizada para determinar o ângulo de esterçamento (δ) necessário para fazer a curva de raio de curvatura (R) caracterizar uma função degrau (*step*), ou seja, o esterçamento é constante e igual a zero durante as retas e constante diferente de zero nas curvas.

Drehmer (2017) também determinou a resposta dinâmica de um modelo de veículo lateral e longitudinal, porém, o autor utilizou um modelo que considera as quatro rodas do veículo submetido a uma manobra de dupla troca de faixa (DLC) e também utilizou o modelo de Pacejka para descrição dos pneus do veículo. Além disso, em seu estudo foram aplicados métodos de otimização para reduzir os efeitos dinâmicos impostos ao motorista. As velocidades

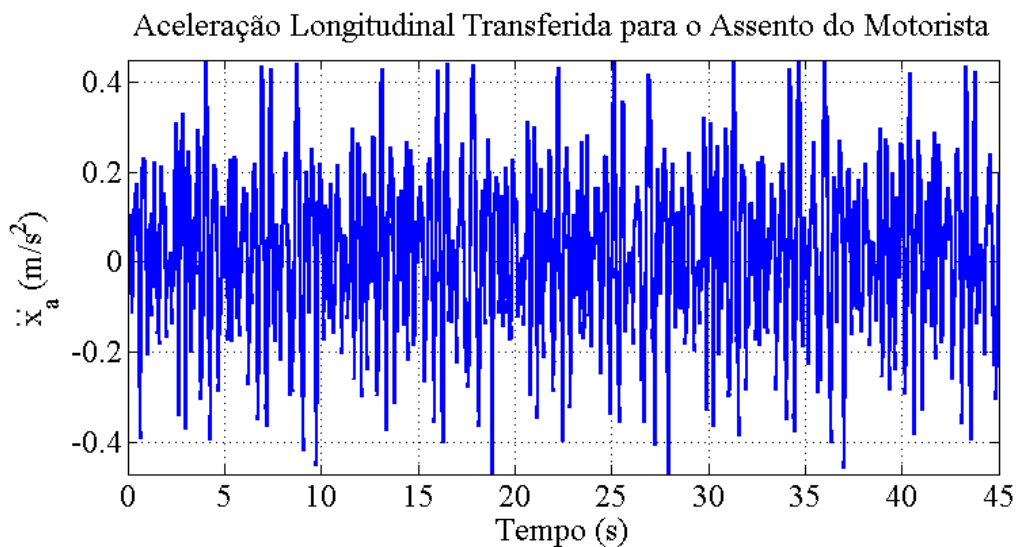
laterais encontradas pelo autor permaneceram, aproximadamente, dentro de uma faixa de -5 e 5 m/s. As acelerações laterais encontradas pelo autor permaneceram, aproximadamente, dentro de uma faixa de -5 e 5 m/s².

Flores (2015) determinou a resposta dinâmica de um modelo mais avançado de dinâmica lateral e longitudinal, o “*Two-Track Model*”. A autora utilizou uma entrada senoidal como esterçamento e também utilizou dados de entrada referentes à um ônibus. As acelerações laterais encontradas pela autora permaneceram, aproximadamente, dentro de uma faixa de -10 e 10 m/s².

Com base nos resultados obtidos e na comparação com os resultados dos outros autores, percebe-se que as acelerações laterais encontradas no presente estudo estão dentro de uma faixa condizente com as encontradas na literatura. Porém, é importante ressaltar que existem diferenças entre os modelos, os dados de entrada e as excitações utilizadas.

5.6 Transferência de Efeitos dos Modelos de Veículo Utilizados

Pazooki *et al.* (2012) tem uma proposta para avaliar os efeitos da dinâmica lateral e longitudinal no assento do motorista. Assim, as Figuras 5.8a e 5.8b apresentam a aceleração longitudinal transferida para o assento do motorista e a aceleração lateral transferida para o assento do motorista, respectivamente.



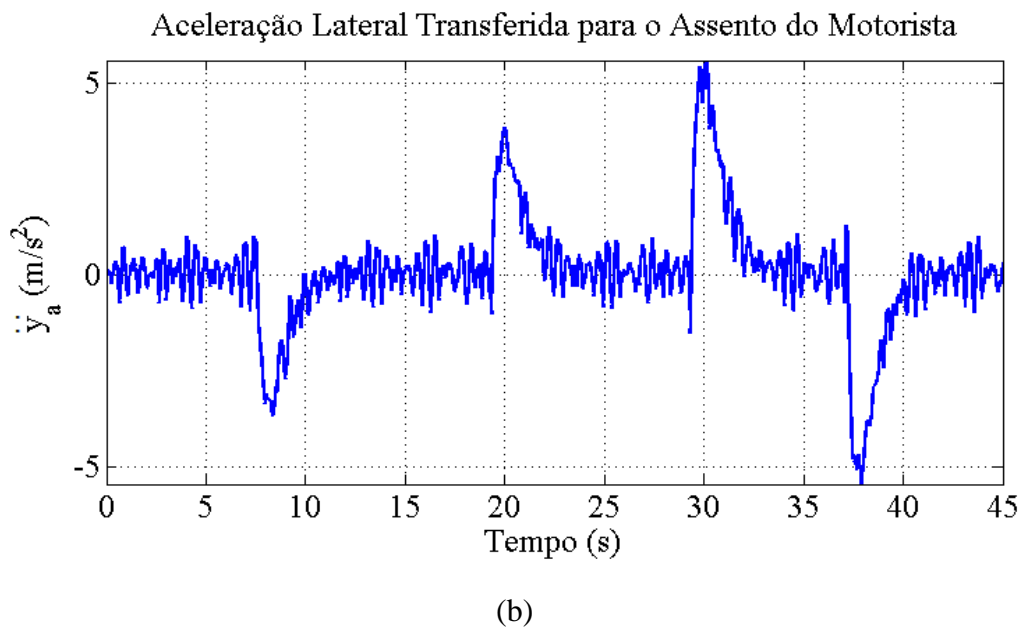


Figura 5.8 – Acelerações transferidas para o assento do motorista: (a) Longitudinal; (b) Lateral.

Fonte: Autoria própria, 2022.

A aceleração longitudinal transferida para o assento do motorista, que considera a aceleração longitudinal da carroceria e aceleração angular de arfagem, permaneceu aproximadamente dentro de uma faixa de $-0,4$ e $0,4$ m/s^2 . A aceleração lateral transferida para o assento do motorista, que considera a aceleração lateral da carroceria e aceleração angular de rolagem, permaneceu aproximadamente dentro de uma faixa de -5 e 5 m/s^2 .

Drehmer (2017) também determinou as acelerações impostas ao assento do motorista, porém, como citado anteriormente, vale ressaltar que apesar do autor utilizar condições semelhantes na análise da dinâmica vertical, o mesmo utilizou um modelo diferente para análise da dinâmica lateral e longitudinal e também aplicou métodos de otimização para reduzir os efeitos dinâmicos impostos ao motorista. As acelerações laterais do assento obtidas pelo autor permaneceram, aproximadamente, dentro de uma faixa de amplitudes de -5 e 5 m/s^2 .

Mais uma vez, percebe-se que as acelerações laterais encontradas no presente estudo estão dentro de uma faixa condizente com as encontradas na literatura. Ressalta-se, novamente, que existem diferenças entre os modelos, os dados de entrada e as excitações utilizadas.

5.7 Avaliação do Conforto conforme a norma ISO 2631-1 (1997)

A norma ISO 2631-1 (1997) indica um método de avaliação a severidade das vibrações impostas ao corpo humano com base nos valores RMS das acelerações ponderadas na frequência em função do tempo.

A Tabela 5.3 apresenta os valores RMS das acelerações ponderadas na frequência obtidas e as prováveis sensações conforme a norma ISO 2631-1 (1997).

Tabela 5.3 – Valores RMS ponderados das acelerações obtidas e prováveis sensações conforme a norma ISO 2631-1 (1997).

Aceleração	Valores RMS (m/s ²)	Provável sensação
Vertical	2,9903	Extremamente desconfortável
Longitudinal	0,0174	Não desconfortável
Lateral	0,1402	Não desconfortável

Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que os valores RMS obtidos resultam, conforme a norma ISO 2631-1 (1997), em uma provável sensação extremamente desconfortável para o eixo vertical e uma provável sensação não desconfortável para os eixos longitudinal e lateral. Com base nesses resultados, levanta-se a hipótese que existe a necessidade de realizar a otimização dos parâmetros da suspensão do veículo referentes a dinâmica vertical para garantir um conforto maior ao motorista.

A Tabela 5.4 apresenta os valores de fator de crista obtidos e se existe a necessidade de uma avaliação adicional conforme a norma ISO 2631-1 (1997).

Tabela 5.4 – Valores de fator de crista obtidos e verificação da necessidade de avaliação adicional conforme a norma ISO 2631-1 (1997).

Aceleração	Fator de crista	Necessidade de avaliação adicional
Vertical	2,9968	Não
Longitudinal	2,5841	Não
Lateral	3,9783	Não

Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que os valores de fator de crista obtidos são menores do que 9, ou seja, a simples avaliação do valor RMS é suficiente, conforme indicado pela norma ISO 2631-1.

5.8 Avaliação da Saúde conforme o Anexo 01 da NR-09 (1995)

Conforme apresentado anteriormente, o Anexo 01 da NR-09 (1995) estabelece valores de limite de exposição e nível de ação para os indicadores VDVR e aren. A avaliação de saúde é realizada com base nesses valores.

A Tabela 5.5 apresenta a comparação dos valores de VDVR e aren obtidos com os valores de referência fornecidos pelo Anexo 01 da NR-09 (1995).

Tabela 5.5 – Comparação dos valores de VDVR e aren obtidos com os valores de referência fornecidos pelo Anexo 01 da NR-09 (1995).

Indicador	Valor	Limite de exposição	Nível de ação
aren	0,1185 m/s^2	1,1 m/s^2	0,5 m/s^2
VDVR	9,8294 $m/s^{1,75}$	21 $m/s^{1,75}$	9,1 $m/s^{1,75}$

Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que para o indicador aren, o limite de exposição e o nível de ação não foram excedidos. Já para o indicador VDVR, o limite de exposição não foi excedido, porém o nível de ação foi excedido. Provavelmente, isso se deve ao fato de as acelerações verticais encontradas estarem acima da média encontrada para suspensões otimizadas.

Conforme apresentado anteriormente, o Anexo 01 da NR-09 (1995) indica que as situações de exposição ocupacional superiores ao limite de exposição ou ao nível de ação implicam obrigatória adoção de medidas de caráter preventivo. Nesse caso, uma das soluções seria otimizar a suspensão deste veículo para tentar não exceder o nível de ação do indicador VDVR.

5.9 Relação entre Raios de Curvatura e o Conforto e a Saúde do Motorista

Com o objetivo de avaliar a relação entre os raios de curvatura das curvas e o conforto e a saúde do motorista, foram criadas mais duas simulações de pistas curvas com diferentes raios de curvatura. A Tabela 5.6 apresenta as três simulações analisadas, sendo a simulação 1

referente ao trajeto apresentado anteriormente e as outras duas simulações (2 e 3) referentes aos novos trajetos criados.

Tabela 5.6 – Simulações criadas para analisar a relação dos raios de curvatura e o conforto e a saúde do motorista.

Simulação	Raio de curvatura do trecho 2 (m)	Raio de curvatura do trecho 4 (m)
1	150	100
2	100	50
3	200	150

Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que a simulação 2 apresenta dois raios de curvatura com 50 metros à menos que a simulação 1. Já a simulação 3 apresenta dois raios de curvatura com 50 metros à mais que a situação 1.

A Figura 5.9 apresenta a resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva (simulação 2), em termos de aceleração em função do tempo.

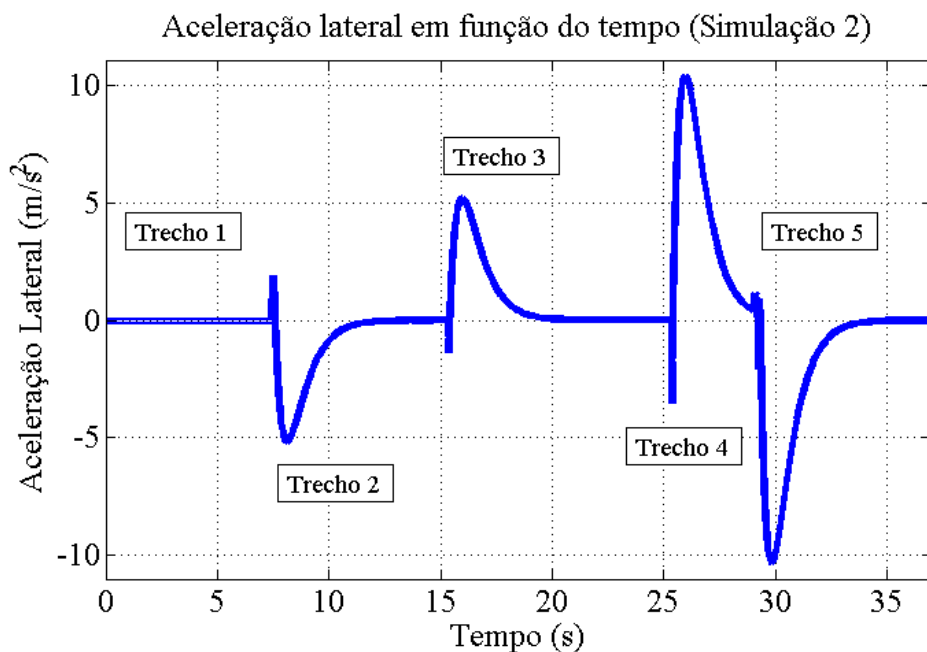


Figura 5.9 – Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva (simulação 2), em termos de aceleração em função do tempo.

Fonte: Autoria própria, 2022.

As acelerações permanecem aproximadamente dentro de uma faixa de -10 e 10 m/s^2 . É possível identificar que com a diminuição dos raios de curvatura, tem-se maiores acelerações laterais. Isso se deve ao fato das curvas se tornarem mais “fechadas”, ou seja, menos suaves, sendo necessária uma maior aceleração lateral para realizar o movimento.

A Figura 5.10 apresenta a aceleração lateral transferida para o assento do motorista, para a simulação 2. A aceleração longitudinal transferida para o assento do motorista permanece a mesma para todas as simulações.

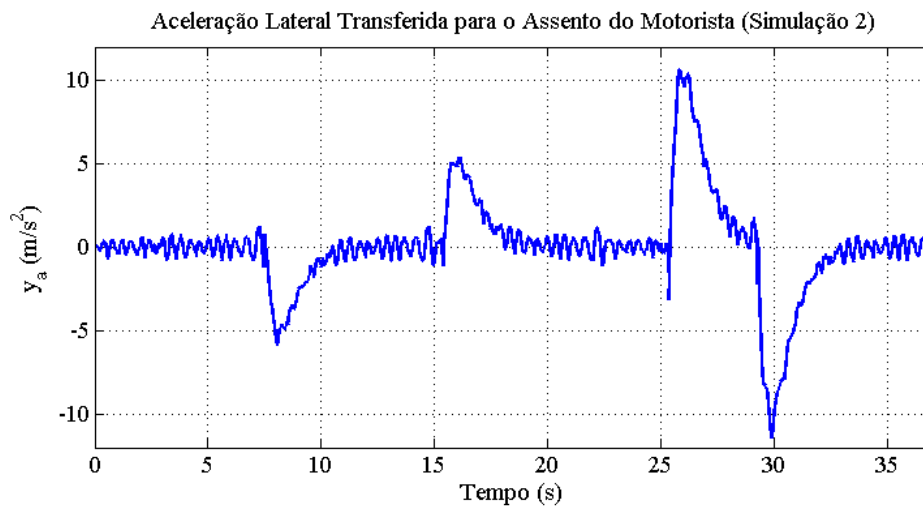


Figura 5.10 – Aceleração lateral transferida para o assento do motorista (simulação 2).

Fonte: Autoria própria, 2022.

A aceleração lateral transferida para o assento do motorista (simulação 2), que considera a aceleração lateral da carroceria e aceleração angular de rolagem, permaneceu aproximadamente dentro de uma faixa de -11 e 11 m/s^2 . Também é possível identificar que com a diminuição dos raios de curvatura, o tempo para percorrer todos os trechos diminuiu. Isso acontece porque os raios de curvatura são diretamente proporcionais ao desenvolvimento da curva, que é basicamente o comprimento do trecho.

A Figura 5.11 apresenta a resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva (simulação 3), em termos de aceleração em função do tempo.

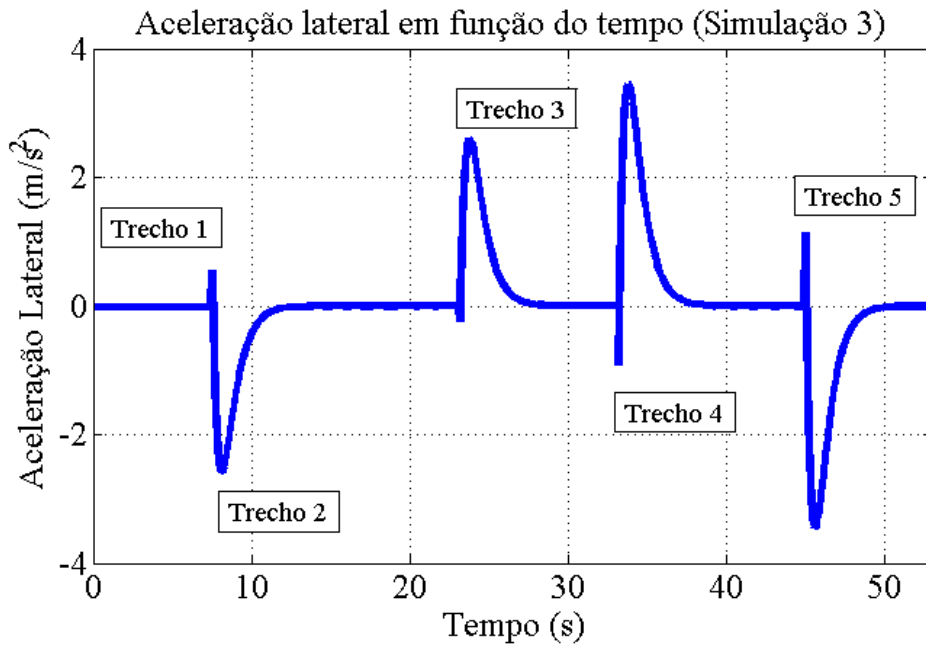


Figura 5.11 – Resposta dinâmica lateral do veículo obtida para o modelo de veículo (lateral e longitudinal) submetido ao perfil de pista curva (simulação 3), em termos de aceleração em função do tempo.

Fonte: Autoria própria, 2022.

As acelerações permanecem aproximadamente dentro de uma faixa de -4 e 4 m/s^2 . É possível identificar que com o aumento dos raios de curvatura, tem-se menores acelerações laterais. Isso se deve ao fato das curvas se tornarem mais suaves, sendo aceitável uma menor aceleração lateral para realizar o movimento. Também é possível identificar que com o aumento dos raios de curvatura, o tempo para percorrer todos os trechos aumentou. Isso acontece porque os raios de curvatura são diretamente proporcionais ao desenvolvimento da curva, que é basicamente o comprimento do trecho.

A Figura 5.12 apresenta a aceleração lateral transferida para o assento do motorista, para a simulação 3.

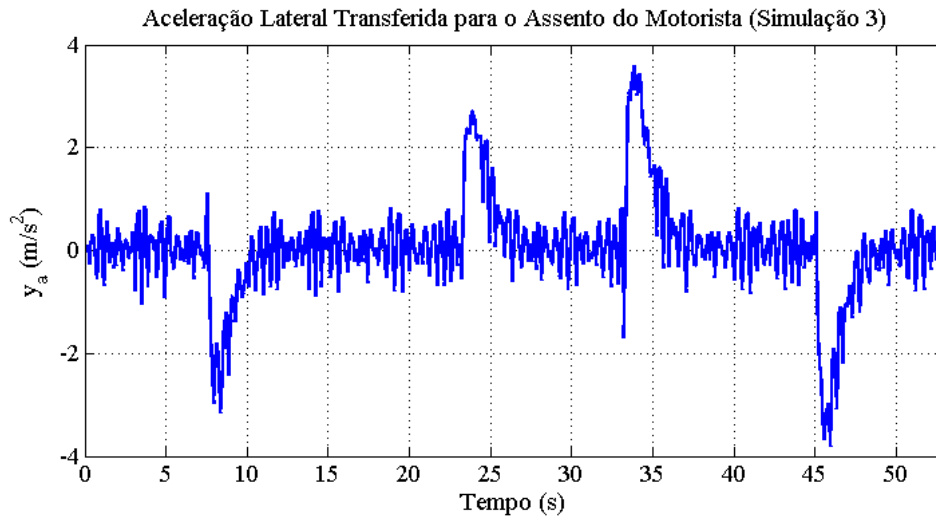


Figura 5.12 – Aceleração lateral transferida para o assento do motorista (simulação 3).

Fonte: Autoria própria, 2022.

A aceleração lateral transferida para o assento do motorista (simulação 3), que considera a aceleração lateral da carroceria e aceleração angular de rolagem, permaneceu aproximadamente dentro de uma faixa de -4 e 4 m/s^2 .

A Tabela 5.7 apresenta uma comparação dos valores RMS das acelerações laterais ponderadas na frequência obtidas e as prováveis sensações de conforto conforme a norma ISO 2631-1 (1997) para as três simulações.

Tabela 5.7 – Comparação dos valores RMS das acelerações laterais ponderadas na frequência obtidas e as prováveis sensações conforme a norma ISO 2631-1 (1997) para as três simulações.

Simulação	Valores RMS (m/s^2)	Provável sensação
1	0,1402	Não desconfortável
2	0,2780	Não desconfortável
3	0,0935	Não desconfortável

Fonte: Autoria própria, 2022.

Percebe-se que os valores RMS obtidos resultam, conforme a norma ISO 2631-1 (1997), em uma provável sensação não desconfortável para as três simulações. É possível identificar que com o aumento dos raios de curvatura, tem-se um maior conforto e, seguindo a mesma lógica, com a diminuição dos raios de curvatura das curvas, tem-se um menor conforto.

A Tabela 5.8 apresenta uma comparação dos valores de VDVR e aren obtidos para as três simulações.

Tabela 5.8 – Comparação dos valores de VDVR e aren obtidos para as três simulações.

Simulação	VDVR ($m/s^{1,75}$)	aren (m/s^2)
1	9,8294	0,1185
2	11,2015	0,1314
3	9,3474	0,1088

Fonte: Autoria própria, 2022.

Conforme os valores de referência fornecidos pelo Anexo 01 da NR-09 (1995), percebe-se que para o indicador aren, o limite de exposição e o nível de ação não foram excedidos em todas as simulações. Já para o indicador VDVR, o limite de exposição não foi excedido, porém o nível de ação foi excedido em todas as simulações, ultrapassando o valor limite de nível de ação de $9,1 m/s^{1,75}$.

Assim como na avaliação de conforto, é possível identificar que com o aumento dos raios de curvatura, tem-se maior segurança e, seguindo a mesma lógica, com a diminuição dos raios de curvatura das curvas, tem-se menor segurança, devido ao fato das curvas se tornarem menos suaves, ou seja, mais “fechadas”.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma metodologia completa de análise para determinar a resposta dinâmica de veículos trafegando em estradas de perfis irregulares e curvos, e, a partir desta resposta, avaliar os níveis de vibração que chegam ao motorista. Para isso foram elaboradas diversas rotinas computacionais no MATLAB.

Pode-se concluir que foi possível reproduzir um modelo de veículo (vertical) presente na literatura e verificá-lo, determinar um perfil de pista irregular de acordo com a ISO 8608, reproduzir um modelo de veículo (lateral e longitudinal) presente na literatura e verificá-lo, determinar um perfil de pistas curvas para análise lateral e longitudinal, verificar a rotina criada do método de Integração de Newmark, aplicar o método de integração de Newmark e a função *ode45* do MATLAB nos modelos de veículo submetidos às pistas geradas para obter as respostas dinâmicas, transferir os efeitos das respostas dinâmicas laterais e longitudinais, em termos de aceleração em função do tempo, ao assento do motorista e avaliar a relação entre os raios de curvatura das curvas e o conforto e a saúde do motorista.

Foi possível avaliar o conforto e a saúde do motorista em um veículo trafegando em uma pista irregular e curva. Os resultados obtidos foram satisfatórios, porém tendo o nível de ação do indicador VDVR excedido na avaliação de saúde e a sensação extremamente desconfortável para o eixo vertical na avaliação de conforto. Identificou-se que os raios de curvatura das curvas estão diretamente ligados ao conforto e saúde do motorista, pois quanto maiores os raios de curvatura, maior será o conforto e a segurança do motorista.

Finalmente, acredita-se que a metodologia de análise proposta no presente trabalho pode ser uma ferramenta útil para auxiliar na estimativa do nível de conforto e saúde que motoristas e passageiros de veículos estarão submetidos. Considera-se que esta é maior contribuição deste trabalho.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros, indica-se:

- a) Implementar um modelo mais avançado de dinâmica lateral e longitudinal, como o “*Two-Track Model*”.
- b) Aplicar métodos de otimização para minimizar as amplitudes de vibração, melhorando o conforto e a segurança proporcionada pela suspensão.

- c) Analisar as respostas dinâmicas de veículos com velocidades variáveis.
- d) Avaliar o conforto e saúde do motorista com base nas respostas dinâmicas obtidas para outras classes de pista.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Albisson, A.; Routledge, C. **The damper levels influence on vehicle roll, pitch, bounce and cornering behaviour of passenger vehicles: A study in cooperation with Volvo Car Corporation.** Master's thesis in Automotive Engineering, Department of Applied Mechanics, Division of Vehicle Engineering and Autonomous Systems, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, p. 78, 2013.

Barbosa, R. S. **Vehicle dynamic response due to pavement roughness.** Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 33, no 3, p. 302–07, 2011.

Birck, A. R. **Análise Numérica das Vibrações de Corpo Inteiro Impostas a Motoristas de Ônibus.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 117. 2020.

Bortolini, A.; Miguel, L. F. F.; Becker, T. **Measurement and evaluation of whole-body vibration exposure in drivers of cargo vehicle compositions.** Human Factors and Ergonomics in Manufacturing & Service Industries, vol. 29, issue 3, p. 253-264, 2019.

Brito, H. M. B. F.; Oliveira, J. B. **Procedimento de medida da vibração de corpo inteiro via programação MATLAB de acordo com a ISO 2631.** InterScientia, vol. 5, n. 1, pp. 1-11, 2017.

Chen, H.; Chen, W.; Liu, Y.; Chen, C. **Whole-body vibration exposure experienced by motorcycle riders – An evaluation according to ISO 2631-1 and ISO 2631-5 standards.** International Journal of Industrial Ergonomics, vol. 39, issue 5, pp. 708-718, 2009.

Chen, X.; Li, S.; Li, L.; Zhao, W.; Cheng, S. **Longitudinal-Lateral-Cooperative Estimation Algorithm for Vehicle Dynamics States based on Adaptive-Square-Root-Cubature-Kalman-Filter and Similarity-Principle.** Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 176, p. 109162, 2022.

Corrêa, J. L. **Comportamento Dinâmico de um Veículo Implementado com Suspensões Ativas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 118. 2011.

Costa, P. O. B.; Libera, M. B. D.; Bosse, R. M.; Gidrão, G. M. S. **Simulação Dos Efeitos Sísmicos Em Um Edifício De 12 Pavimentos Em Concreto Armado / Simulation Of Seismic Effects Of 12-Storey Building Of Reinforcement Concrete**. Brazilian Journal of Development, vol. 6, no 10, p. 74137 – 51, 2020.

Ding, L.; Hao, H.; Zhu, X. **Evaluation of Dynamic Vehicle Axle Loads on Bridges with Different Surface Conditions**. Journal of Sound and Vibration, v. 323, p. 826-848, 2009.

Drehmer, L. R. C. **Otimização de Parâmetros Concentrados de Suspensão para Conforto e Segurança Veicular**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 98. 2012.

Drehmer, L. R. C. **Otimização Robusta Multiojetivo por Análise de Intervalo Não Probabilística: Uma Aplicação em Conforto e Segurança Veicular sob Dinâmica Lateral e Vertical Acoplada**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 214. 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 (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 131, 2015.

Fossati, G. G. **Otimização Multiobjetivo dos Parâmetros do Sistema de Suspensão de um Modelo de Veículo Completo Através de um Algoritmo Meta-Heurístico**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia

Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 151. 2017.

Fritz, M.; Fischer, S.; Bröde, P. **Vibration induced low back disorders—comparison of the vibration evaluation according to ISO 2631 with a force-related evaluation.** Applied Ergonomics, vol. 36, issue 4, pp. 481-488, 2005.

Fundacentro. **Norma de Higiene Ocupacional 09: Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro – Procedimento Técnico.** São Paulo, Brasil, 2012.

Gorges, C.; Öztürk, K.; Liebich, R. **Impact detection using a machine learning approach and experimental road roughness classification.** Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 117, p. 738-756, 2019.

Griffin, M. J. **Handbook of Human Vibration.** Elsevier Academic Press, London, 1990.

Huang, Y.; Gu, M.; Naggar, M. H. E. **Effect of Soil-Structure Interaction on Wind-Induced Responses of Supertall Buildings with Large Pile Groups.** Engineering Structures, vol. 243, p. 112557, 2021.

Huang, D.; Wang, G.; Du, C.; Jin, F.; Feng, K.; Chen, Z. **An Integrated SEM-Newmark Model for Physics-Based Regional Coseismic Landslide Assessment.** Soil Dynamics and Earthquake Engineering, vol. 132, p. 106066, 2020.

International Organization of Standardization. ISO 8608. **Mechanical Vibration - Road Surface Profiles - Reporting of Measured Data.** Switzerland, 1995.

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

Jazar, R. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications.** Springer, New York, 2008.

Jimoh, P. O.; Nhlapo, S. M. S.; Mpanza, L. J. **Model Predictive Control of Half-Car Active Suspension Systems Using Particle Swarm Optimisation**. IFAC-PapersOnLine, vol. 53, no 2, p. 14438–43, 2020.

Jin, X.; Yin, G.; Chen, N. **Advanced Estimation Techniques for Vehicle System Dynamic State: A Survey**. Sensors, vol. 19, no 19, p. 4289, 2019.

Katriniok, A.; Abel, D. **Adaptive EKF-based Vehicle State Estimation with Online Assessment of Local Observability**. IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 24, no. 4, pp. 1368-1381, 2016.

Kortiš, J.; Daniel, L. **Application of the Newmark Numerical Method with Contact Algorithm to the Solution of the Vehicle-Bridge Interaction**. Procedia Engineering, vol. 153, p. 298–303, 2016.

Mansfield, N. J. **Human Response to Vibration**. CRC Press, Boca Raton, 2005.

Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil. **Norma Regulamentadora 9 – Programa de Prevenção de Riscos Ambientais**. Brasília, 1995.

Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil. **Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres**. Brasília, 1983.

Nahidi, A.; Kasaiezadeh, A.; Khosravani, S.; Khajepour, A.; Chen, S.; Litkouhi, B. **Modular Integrated Longitudinal and Lateral Vehicle Stability Control for Electric Vehicles**. Mechatronics, vol. 44, p.60-70, 2017.

Ngwangwa H. M.; Heyns, P. S.; Labuschagne, F. J. J.; Kululanga, G. K. **Reconstruction of Road Defects and Road Roughness Classification Using Vehicle Responses with Artificial Neural Networks Simulation**. Journal of terramechanics, vol. 46, pp. 97-111, 2010.

Paraforos, D. S.; Griepentrog, H. W.; Vougioukas, S. G. **Country Road and Field Surface Profiles Acquisition, Modelling and Synthetic Realisation for Evaluating Fatigue Life of Agricultural Machinery**. Journal of Terramechanics, vol. 63, p. 1-12, 2016.

Pavan, L. **Otimização do Comportamento Dinâmico Lateral e Vertical de um Ônibus Modelado como Sistema Multicorpo**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 87. 2015.

Pereira, D. M.; Ratton, E.; Blasi, G. F.; Pereira, M. A.; Filho, W. K. **Projeto Geométrico de Rodovias**. Apostila de Infraestrutura Viária, Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal do Paraná, Paraná, p. 107, 2010.

Pereira, L. V. **Análise Dinâmica e Otimização do Controle de Vibrações pelo Algoritmo do Regulador Quadrático Linear em um Modelo veicular Completo sob a Ação de Perfis de Pista**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 120. 2013.

Ramli, L.; Sam, Y. M.; Mohamed, Z.; Aripin, M. K.; Ismail, M. F. **Optimal Composite Nonlinear Feedback with Multi-Objective Genetic Algorithm for Active Front Steering System**. Proceedings of the 10th Asian Control Conference, p. 2216-2221, 2015.

Rao, S. **Mechanical Vibrations**. 4^a Ed. Pearson Prentice Hall, 2008.

Reza-Kashyzadeh, K.; Ostad-Ahmad-Ghorabi, M. J.; Arghavan, A. **Investigating the Effect of Road Roughness on Automotive Component**. Engineering Failure Analysis, 41: 96-107, 2014.

Sharma, S. K.; Pare, V.; Chouksey, M.; Rawal, B. R. **Numerical Studies Using Full Car Model for Combined Primary and Cabin Suspension**. Procedia Technology, Volume 23, Pages 171-178, 2016.

Shelke, G. D.; Mitra, A. C.; Varude, V. R. **Validation of Simulation and Analytical Model of Nonlinear Passive Vehicle Suspension System for Quarter Car**. *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, no 9, p. 19294–302, 2018.

Shinozuka, M.; Jan, C. M. **Digital Simulation of Random Process and its Applications**. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 25, pp. 111-128, 1972.

Shirahatt, A.; Prasad, P. S. S.; Panzade, P.; Kulkarni, M. M. **Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding**. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 30 (1), p. 66-76, 2008.

Singh, D. **Passenger body vibration control in active quarter car model using ANFIS based super twisting sliding mode controller**. *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 89, p. 100-118, 2018.

Tork, N.; Amirkhani, A.; Shokouhi, S. B. **An Adaptive Modified Neural Lateral-Longitudinal Control System for Path Following of Autonomous Vehicles**. *Engineering Science and Technology*, vol. 24, p. 126-137, 2021.

Tuwa, P. R. N.; Molla, T.; Noubissie, S.; Kingni, S. T.; Rajagopal, K. **Analysis of a Quarter Car Suspension Based on a Kelvin–Voigt Viscoelastic Model with Fractional-Order Derivative**. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 137, p. 103818, 2021.

Varghese, A. **Influence of Tyre Inflation Pressure on Fuel Consumption**, Vehicle Handling and Ride Quality. *Simulation and Modelling*. Department of Applied Mechanics, Division of Vehicle Engineering and Autonomous Systems, Vehicle Dynamics Group, Chalmers University of Technology, Sweden, 2013.

Wong, J.Y. **Theory of Ground Vehicles**. John Wiley and Sons Inc., New York, 1998.

Zanol, E. J. **Avaliação dos Níveis de Vibração de Corpo Inteiro Sofridos por Motoristas de Ônibus Urbanos em Diferentes Tipos de Pistas**. *Dissertação (Mestrado em*

Engenharia Mecânica), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p. 108. 2014.

Zhao, X.; Schindler, C. **Evaluation of whole-body vibration exposure experienced by operators of a compact wheel loader according to ISO 2631-1:1997 and ISO 2631-5:2004.** International Journal of Industrial Ergonomics, vol. 44, issue 6, pp. 840-850, 2014.

APÊNDICE A – Equacionamento do método analítico para o sistema de 1 grau de liberdade

A excitação harmônica é dada por (Rao, 2008):

$$F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega t) \quad (\text{A.1})$$

F_0 é a amplitude da força de excitação harmônica, ω é a frequência de excitação e t é o tempo.

A resposta desse sistema é dada por (Rao, 2008):

$$x(t) = X_0 \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \cdot \cos(\omega_d t - \phi_0) + X \cdot \cos(\omega t - \phi) \quad (\text{A.2})$$

ζ é a razão de amortecimento e ω_n é a frequência natural. A frequência natural do sistema (ω_n) e a frequência natural do sistema amortecido (ω_d) são dadas por (Rao, 2008):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{A.3})$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (\text{A.4})$$

A razão de amortecimento (ζ) pode ser encontrada da seguinte forma (Rao, 2008):

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (\text{A.5})$$

A constante X é dada por (Rao, 2008):

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (\text{A.6})$$

A componente k é a rigidez da mola, c é o coeficiente de amortecimento do amortecedor, em N·s/m, e m é a massa.

A constante ϕ é o ângulo de fase da excitação harmônica, que é dado por (Rao, 2008):

$$\phi = \arctg\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right) \quad (\text{A.7})$$

As constantes X_0 e ϕ_0 são obtidas através das condições iniciais, em que o deslocamento inicial é dado por $x(0) = x_0$, e a velocidade inicial é dada por $\dot{x}(0) = v_0$. Dessa forma, essas constantes são dadas por (Rao, 2008):

$$X_0 = \frac{1}{\omega_d} \sqrt{[v_0 + \zeta\omega_n(x_0 - X \cos \phi) - \omega X \sin \phi]^2 + (x_0 - X \cos \phi)^2 \omega_d^2} \quad (\text{A.8})$$

$$\phi_0 = \arctg\left(\frac{v_0 + \zeta\omega_n(x_0 - X \cos \phi) - \omega X \sin \phi}{\omega_d(x_0 - X \cos \phi)}\right) \quad (\text{A.9})$$

APÊNDICE B – Fluxogramas das lógicas de programação das rotinas criadas

A Figura B.1 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o Método de Integração de Newmark.

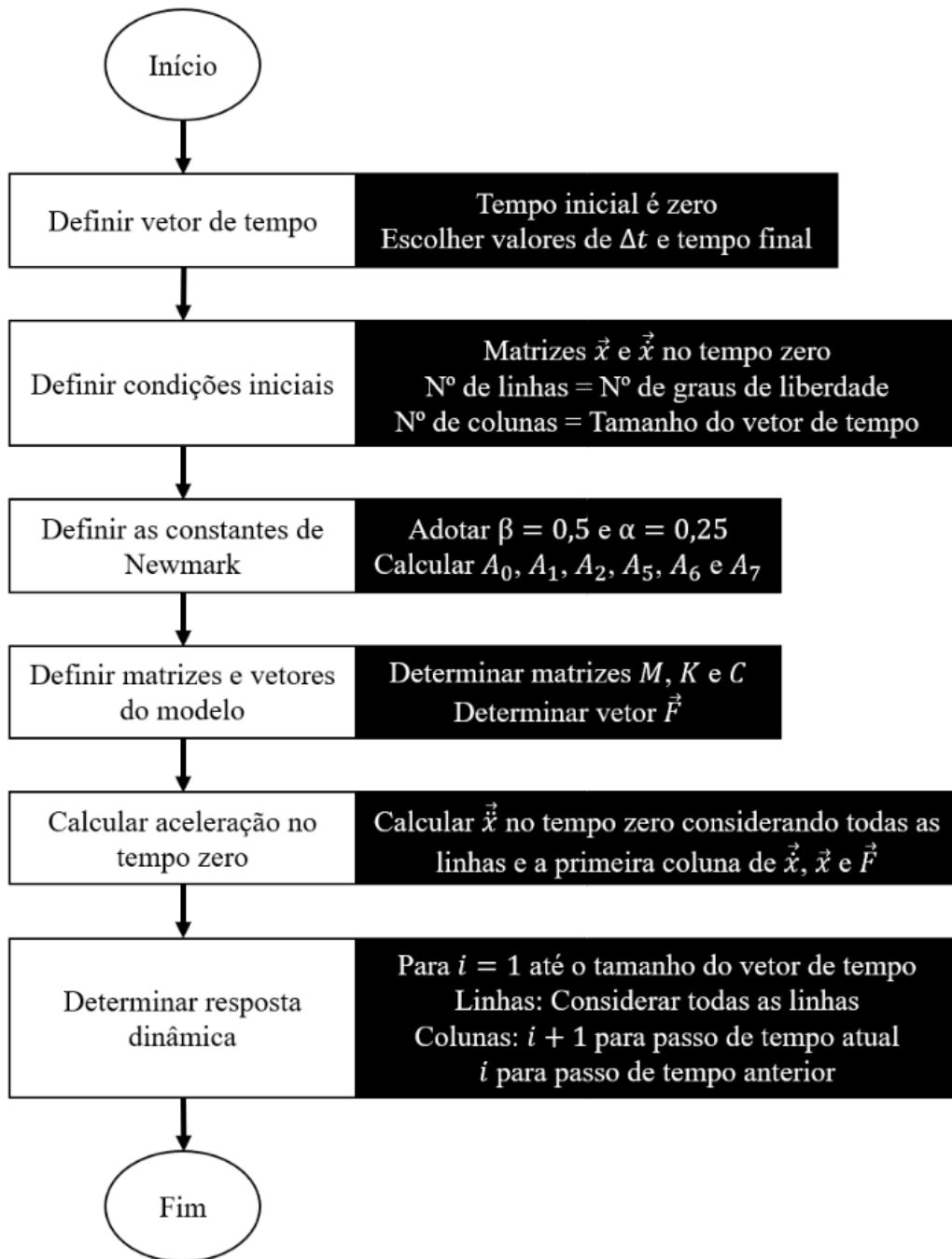


Figura B.1 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o Método de Integração de Newmark.

Fonte: Autoria própria, 2022.

A Figura B.2 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a geração de pistas irregulares conforme a norma ISO 8608.

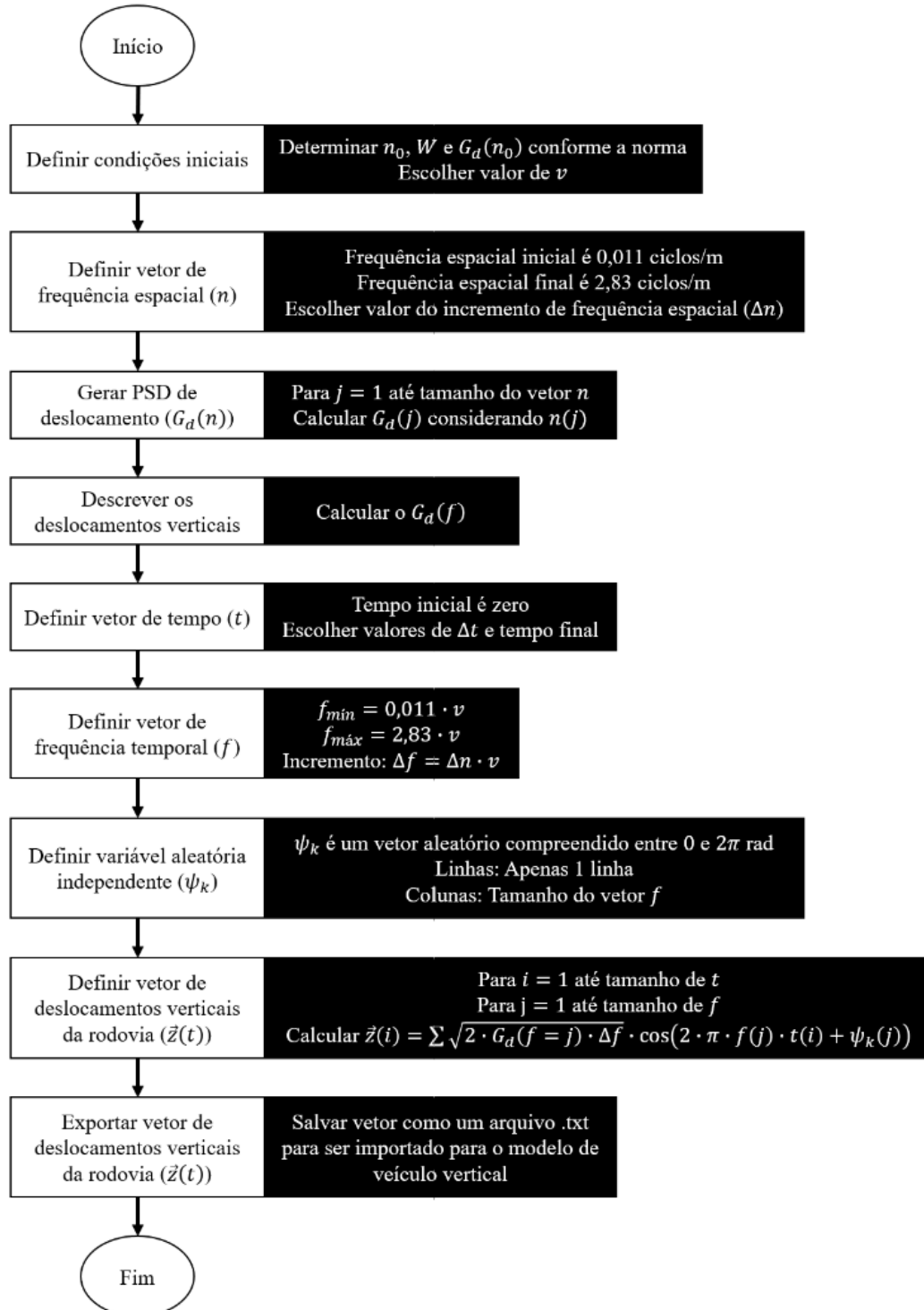


Figura B.2 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para geração de pistas irregulares conforme a norma ISO 8608.

A Figura B.3 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o modelo de veículo vertical.

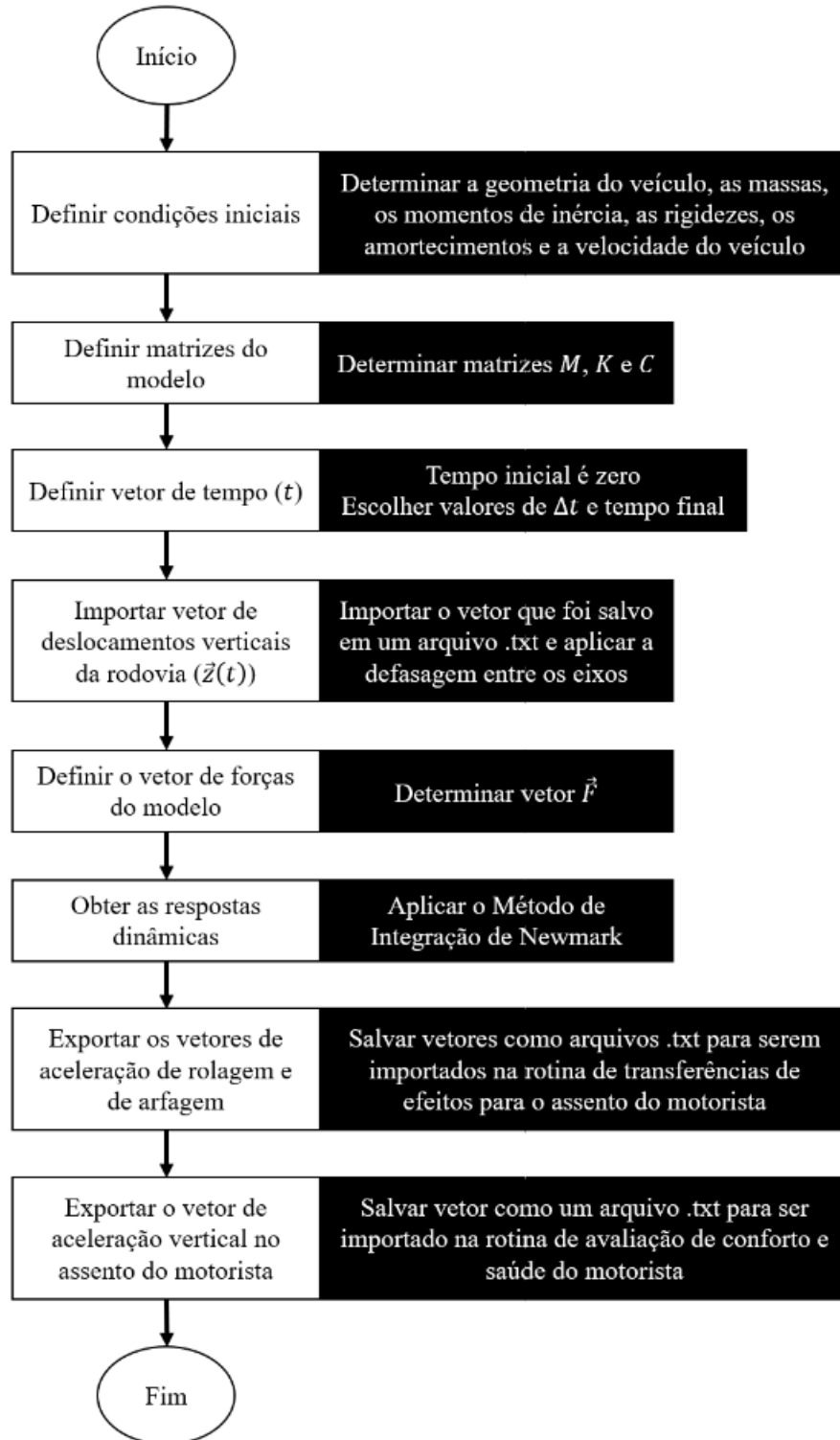


Figura B.3 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o modelo de veículo vertical.

A Figura B.4 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a geração de pistas curvas.

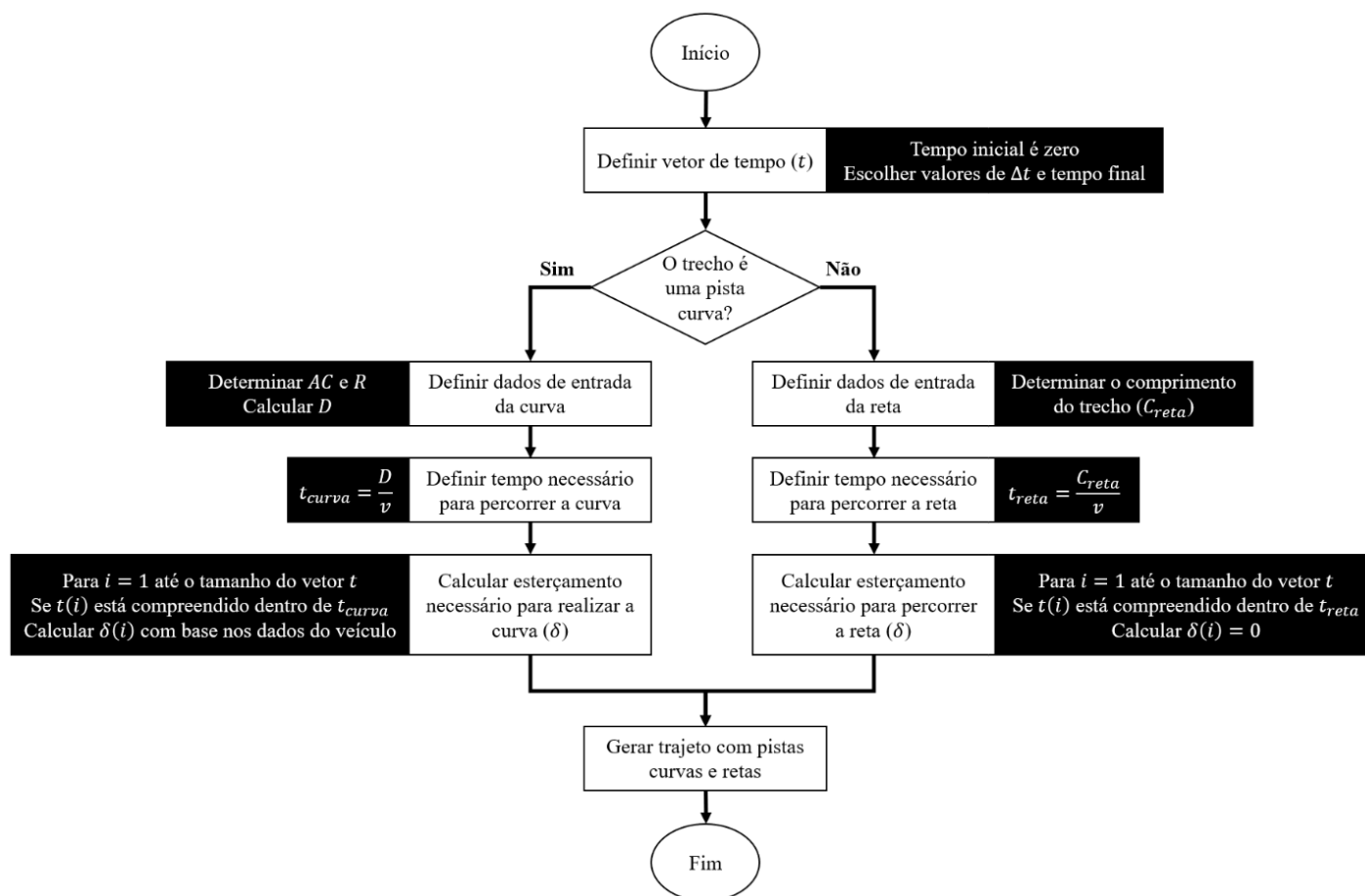


Figura B.4 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a geração de pistas curvas.

A Figura B.5 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o modelo de veículo lateral e longitudinal.

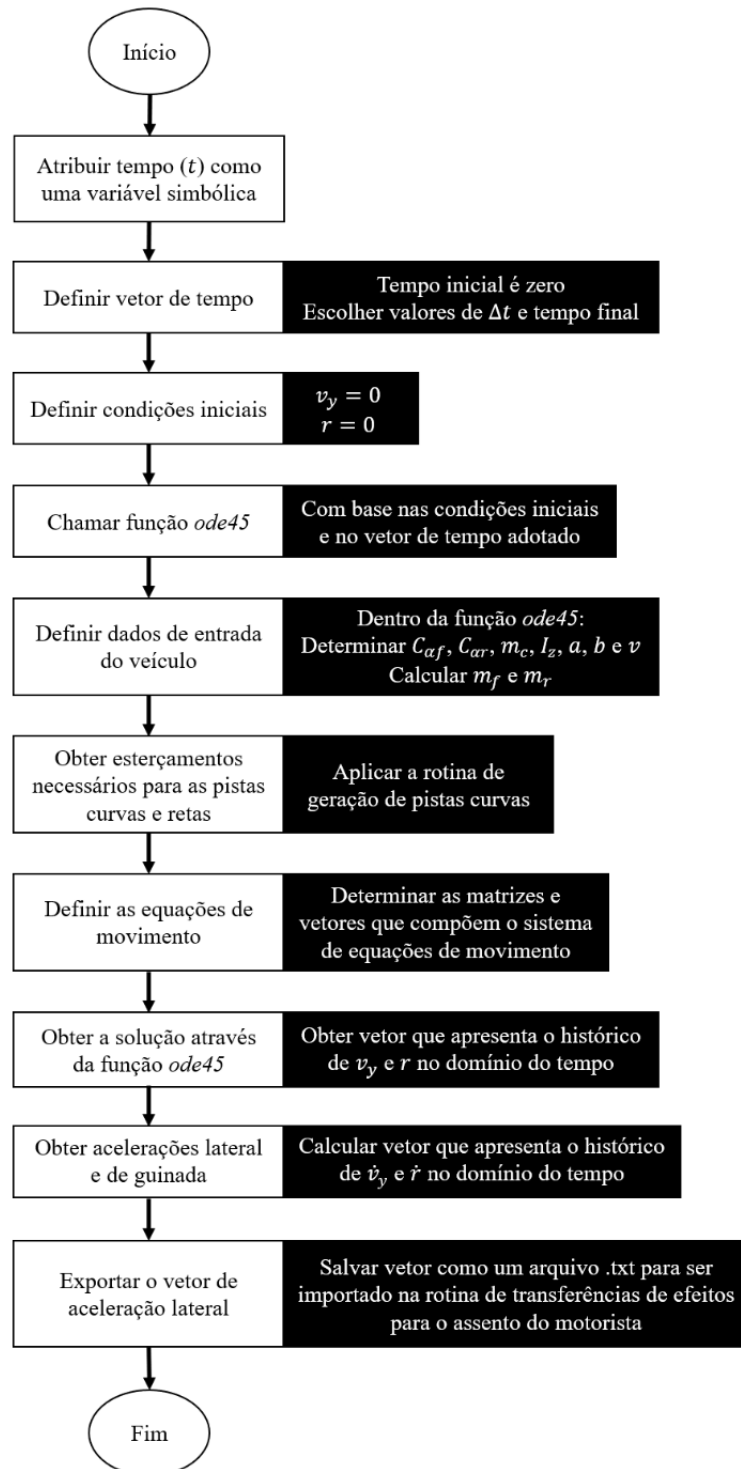


Figura B.5 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para o modelo de veículo lateral e longitudinal.

A Figura B.6 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para realizar a transferência de efeitos para o assento do motorista.

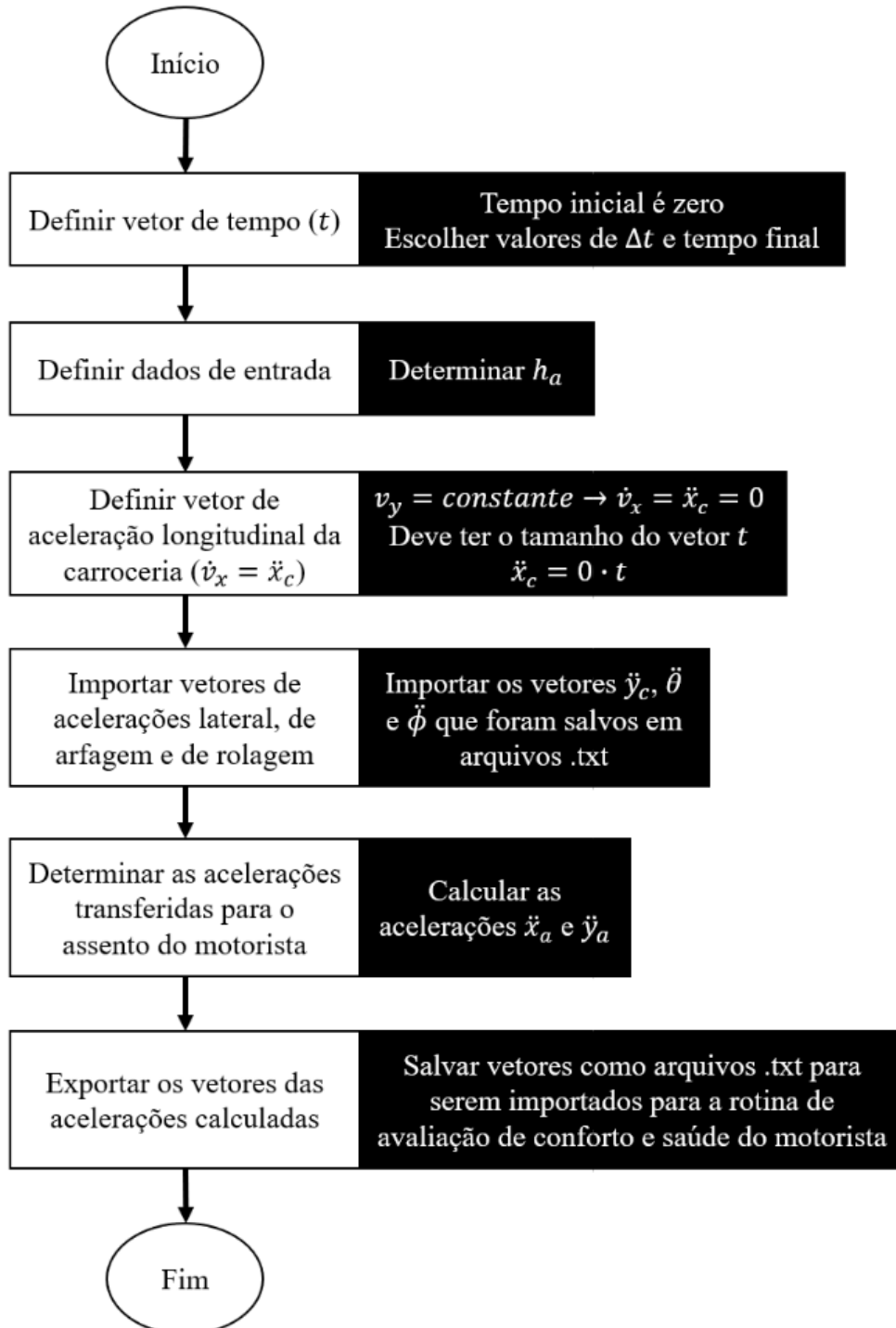


Figura B.6 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para realizar a transferência de efeitos para o assento do motorista.

A Figura B.7 apresenta o fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a avaliação do conforto e saúde do motorista.

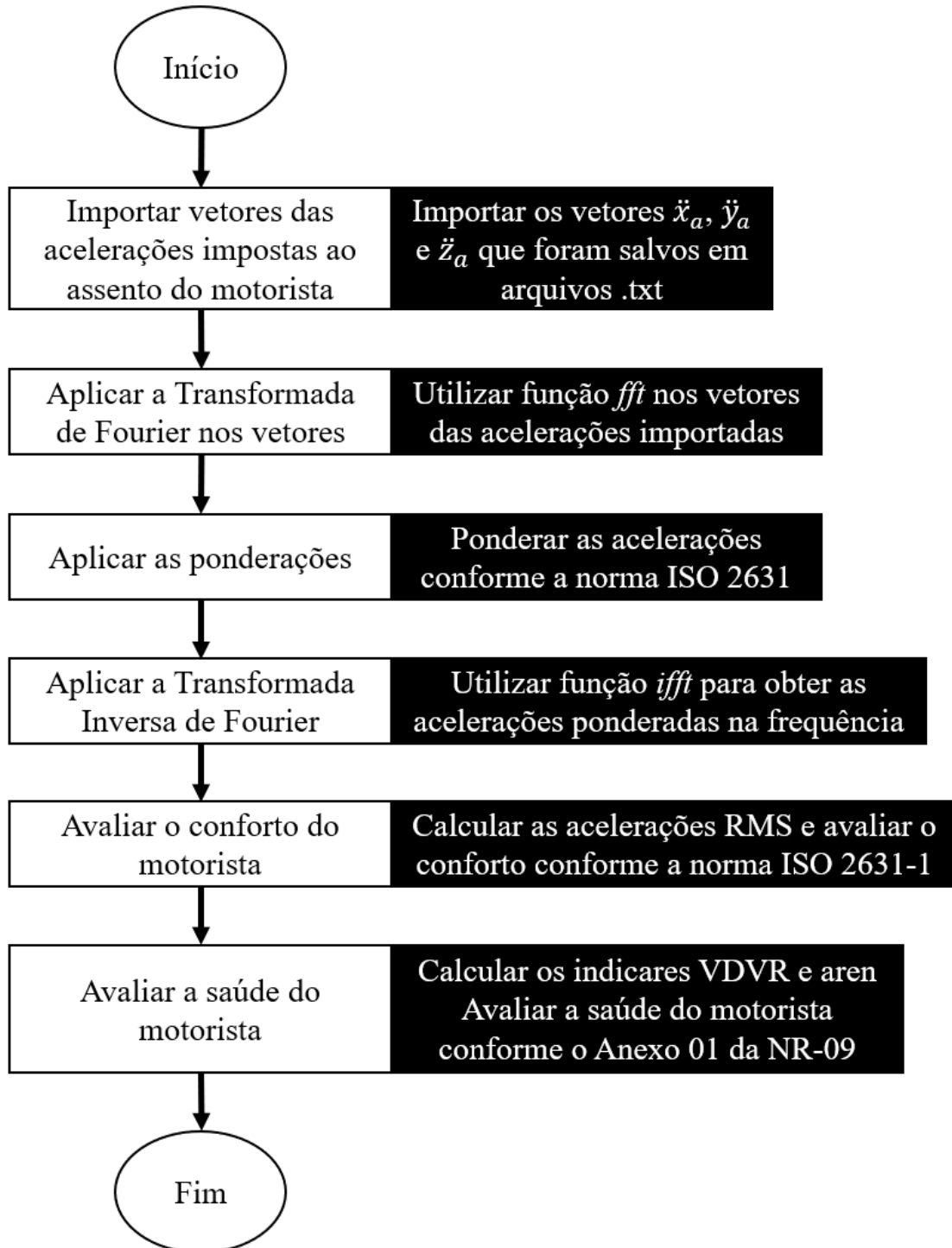


Figura B.7 – Fluxograma da lógica de programação da rotina criada para a avaliação do conforto e saúde do motorista.

RECADO PARA O LEITOR – Contato para dúvidas em relação aos conceitos e os códigos do presente estudo

Caro leitor, caso tenha dúvidas ou tenha interesse em discutir com maior profundidade os conceitos e os códigos relacionados ao presente estudo, fique à vontade para me contatar através do e-mail: jose_lima96@hotmail.com. Será um prazer ajudar e conversar sobre este assunto.