

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

Análise Numérica das Vibrações de Corpo Inteiro Impostas a Motoristas de Ônibus

por

André Rambo Birck

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Novembro de 2020

Análise Numérica das Vibrações de Corpo Inteiro Impostas a Motoristas de Ônibus

por

André Rambo Birck

Bacharel em Engenharia Mecânica

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. Dr. Letícia Fleck Fadel Miguel

Aprovada por:

Prof. Dr. Leandro Luís Corso, PPGMEC / UCS

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

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas, PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 25 de Novembro de 2020.

AGRADECIMENTOS

Agradeço 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.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo suporte financeiro para a elaboração deste trabalho.

À minha orientadora Letícia Fleck Fadel Miguel por todo o apoio e ajuda fornecida durante a elaboração deste trabalho.

À minha família, em especial, aos meus pais Ademir Pedro Birck e Alice Rambo Birck, por todo o suporte afetivo e financeiro durante esta jornada.

À minha esposa Karinne Cordeiro Passos, por todo o apoio emocional durante a execução deste trabalho.

RESUMO

O objetivo do presente trabalho é discutir a avaliação da exposição ocupacional de motoristas de ônibus às vibrações de corpo inteiro, seguindo os critérios determinados pela normatização brasileira NR – 09, pela normatização europeia Diretriz Europeia 2002/44/EC e pela ACGIH. É então implementado um modelo de veículo com a representação das dinâmicas vertical, lateral e longitudinal e este modelo é submetido a diferentes irregularidades de perfil de estrada definidas através da densidade espectral de potência fornecida pela norma ISO 8608, 2016,. As acelerações obtidas através de métodos numéricos implementados em Matlab são ponderadas em bandas de frequência conforme a ISO 2631-1, 1997, e após isso usam-se os indicadores de exposição fornecidos por cada uma das normas mencionadas para avaliar a aceitabilidade da exposição. Os resultados obtidos mostram que as normatizações brasileiras acabaram sendo mais rígidas do que as normatizações europeia e americana, para a mesma exposição a norma brasileira sempre apresentou valores mais críticos do que as demais, um dos motivos associados a isso está na forma como os parâmetros do anexo 1 da NR – 09 são calculados, pois a norma acaba levando em consideração as vibrações nos eixos vertical, lateral e longitudinal, enquanto a Diretiva Europeia 2002/44/EC só leva em conta a vibração vertical. Quanto a influência de curvas nos resultados obtidos percebeu-se que para perfis com poucas irregularidades as curvas exercem grande influência sobre a dinâmica lateral do veículo, porém conforme piora o perfil de estrada essa influência vai diminuindo, onde para pistas de perfil classe E já é quase imperceptível. Já a variação da massa do motorista influencia diretamente as vibrações verticais impostas a ele, pois observou-se que conforme aumentava a sua massa as acelerações sofridas por ele diminuía proporcionalmente.

Palavras-chave: Vibrações; Ônibus; Normatização; Perfis de Estrada, Métodos Numéricos.

ABSTRACT

The objective of the present work is to discuss the evaluation of the occupational exposure of bus drivers to full body vibrations, following the criteria determined by the Brazilian standardization NR - 09, the European standardization European Directive 2002/44 / EC and by ACGIH. A vehicle model is then implemented with the representation of the vertical, lateral and longitudinal dynamics and this model is subjected to different road profile irregularities defined through the power spectral density provided by ISO 8608, 2016. The accelerations obtained through numerical methods implemented in Matlab are weighted in frequency bands according to ISO 2631-1, 1997, and after that, the exposure indicators provided by each of the mentioned standards are used to assess the acceptability of the exposure. The results obtained show that the brazilian standards ended up being more rigid than European and American standards, for the same exposure the Brazilian standard always presented more critical values than the others, one of the reasons associated with this is the way the parameters of the annex 1 of NR - 09 are calculated, as the standard ends up taking into account vibrations in the vertical, lateral and longitudinal axes, while the European Directive 2002/44 / EC only takes into account vertical vibration. Regarding the influence of curves on the results obtained, it was noticed that for profiles with few irregularities, curves have a great influence on the lateral dynamics of the vehicle, however, as the road profile worsens, this influence decreases, where for class E profile lanes it is already almost imperceptible. The variation in the driver's mass, on the other hand, directly influences the vertical vibrations imposed on him, as it was observed that as his mass increased, the accelerations suffered by him decreased proportionally.

Keywords: Vibrations; Bus; Normalization, Road Profile, Numeric Methods.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Justificativa.....	2
1.2	Objetivos.....	3
1.3	Organização do Trabalho.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	7
3.1	Conceitos Fundamentais.....	7
3.2	Simulação de Diferentes Perfis de Estrada.....	8
3.2.1	Modelo de Perfil Irregular de Pista Proposto pela ISO 8608, 2016.....	9
3.2.2	Modelo de Perfil Irregular de Pista Proposto por Dodds e Robson, 1973.....	13
3.2.3	Obtenção do Perfil Irregular de Pista.....	15
3.3	Modelos de Veículos.....	17
3.3.1	Modelo de Ônibus Representação da Dinâmica Vertical Completa.....	17
3.3.2	Modelo de Veículo com Representação da Dinâmica Lateral e Longitudinal (Two Track Model).....	21
3.4	Geração de Pistas Curvas.....	25
3.5	Normas de Conforto e Segurança Veicular.....	27
3.5.1	ISO 2631-1, 1997.....	27
3.5.2	Diretiva Europeia 2002/44/EC.....	29
3.5.3	Legislação Brasileira (NR-9 e NR-15).....	30
3.5.4	ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists).....	32
3.6	Métodos de Solução das Equações Diferenciais de Movimento.....	33
3.6.1	Método de Newmark.....	33
3.6.2	Método da Análise Espectral.....	34
4	METODOLOGIA PROPOSTA.....	38
4.1	Validação da Rotina Implementada para o Método de Newmark.....	39
4.2	Validação da Geração do Perfil da Estrada.....	44
4.3	Validação do modelo com representação da dinâmica vertical completa.....	46
4.4	Espectro de Frequências, Ponderação, Valores RMS e de Quarta Potência.....	48

4.5	Verificação da implementação da Dinâmica Vertical e Longitudinal ao modelo de ônibus de Sekulic.....	53
4.6	Geração de pistas curvas.....	58
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	61
5.1	Considerações Iniciais.....	61
5.2	Modelo completo com representação da dinâmica vertical, longitudinal e lateral.....	62
5.3	Pista Classe A.....	63
5.4	Pista Classe B.....	68
5.5	Pista Classe C.....	73
5.6	Pista Classe D.....	77
5.7	Pista Classe E.....	82
5.8	Comparação dos Resultados Obtidos com aqueles obtidos por outros autores.....	87
5.9	Verificação da influência da massa do motorista sobre as vibrações a ele impostas.....	89
6	CONCLUSÕES.....	90
6.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	91
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92
APÊNDICE A	Parâmetros utilizados para implementação do modelo de ônibus.....	95
APÊNDICE B	Acelerações obtidas no assento do motorista durante as rotinas desenvolvidas para pistas curvas de classe A, B e C.....	98

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1	Classificação dos perfis de estrada em função da frequência espacial, e em função da frequência angular espacial. [Fonte: ISO 8608, 2016].....	13
Figura 3.2	Modelo Oscilatório do Ônibus IK-301.....	18
Figura 3.3	Modelo com representação das dinâmicas laterais e longitudinais de um veículo.....	22
Figura 3.4	Zonas de Cautela para avaliação da exposição a VCI quanto a saúde. [Fonte: ISO 2631-1].....	29
Figura 3.5	Limites da Aceleração em função do tempo de exposição e da banda de frequência para o caso de vibração vertical. [Fonte: ACGIH, 2013].....	32
Figura 3.6	Limites da Aceleração em função do tempo de exposição e da banda de frequência para o caso de vibração Longitudinal e Lateral. [Fonte: ACGIH, 2013].....	33
Figura 4.1	Fluxograma das etapas realizadas no desenvolvimento do trabalho.....	38
Figura 4.2	Sistema de um Grau de Liberdade.....	39
Figura 4.3	Solução Analítica e Numérica para um sistema com um GDL.....	41
Figura 4.4	Sistema com 2 Graus de Liberdade.....	42
Figura 4.5	Comparação entre solução analítica e numérica da massa não suspensa.....	43
Figura 4.6	Comparação entre solução analítica e numérica da massa suspensa.....	43
Figura 4.7	Densidade Espectral de Potência dos perfis de pista gerados em função da frequência espacial.....	44
Figura 4.8	Perfil de Estrada gerado por Sekulic, 2013.....	45
Figura 4.9	Perfil de estrada de classificação A gerado de acordo com a ISO 8608, 2016.....	46
Figura 4.10	Aceleração no assento do motorista.....	47
Figura 4.11	Sinal Senoidal.....	48
Figura 4.12	Espectro de Frequências do Sinal Senoidal.....	49
Figura 4.13	Densidade Espectral de Potência do Sinal apresentado na Figura 4.9.....	50
Figura 4.14	Sinal de Aceleração Ponderado em Frequência.....	51
Figura 4.15	Resposta do sistema obtida por Albinsson e Routledge, 2013. [Adaptado de Albinsson e Routledge, 2013.].....	53

Figura 4.16	Resposta do modelo na simulação 1.....	54
Figura 4.17	Deslocamento lateral do veículo na Simulação 1.....	55
Figura 4.18	Resposta do modelo sob as condições da simulação 2.....	56
Figura 4.19	Deslocamento lateral do veículo na simulação 2.....	56
Figura 4.20	Resposta do modelo sob as condições da simulação 3.....	57
Figura 4.21	Deslocamento lateral do veículo na simulação 3.....	58
Figura 4.22	Pista com curvas a ser trafegada pelo veículo.....	59
Figura 5.1	Pista Classe A lado direito, de acordo com a ISO 8608, 2016.....	63
Figura 5.2	Pista Classe A lado esquerdo, de acordo com a ISO 8608, 2016.....	64
Figura 5.3	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe A.....	65
Figura 5.4	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe A.....	67
Figura 5.5	Perfil Classe B lado direito, de acordo com a ISO 8608, 2016.....	68
Figura 5.6	Perfil Classe B lado esquerdo, de acordo com a ISO 8608, 2016.....	69
Figura 5.7	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe B.....	70
Figura 5.8	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe B.....	72
Figura 5.9	Perfil de pista classe C lado direito, de acordo com a ISO 8608, 2016.....	73
Figura 5.10	Perfil de pista classe C lado esquerdo, de acordo com a ISO 8608, 2016.....	74
Figura 5.11	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe C.....	75
Figura 5.12	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe C.....	76
Figura 5.13	Perfil de pista classe D lado direito, segundo a ISO 8608, 2016.....	78
Figura 5.14	Perfil de pista classe D lado esquerdo, segundo a ISO 8608, 2016.....	78
Figura 5.15	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe D.....	79
Figura 5.16	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe D.....	81
Figura 5.17	Pista de perfil de classe E lado direito, segundo a ISO 8608, 2016.....	82

Figura 5.18	Pista de perfil de classe E lado esquerdo, segundo a ISO 8608, 2016.....	83
Figura 5.19	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em um perfil de pista reta classe E.....	83
Figura 5.20	Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em um perfil de pista curva classe E.....	85
Figura A.1	Aceleração longitudinal do motorista para pista curva de perfil A.....	98
Figura A.2	Aceleração lateral do motorista para pista curva de perfil A.....	98
Figura A.3	Aceleração vertical do motorista para pista curva de perfil A.....	99
Figura A.4	Aceleração longitudinal do motorista para pista curva de perfil B.....	99
Figura A.5	Aceleração lateral do motorista para pista curva de perfil B.....	100
Figura A.6	Aceleração vertical do motorista para pista curva de perfil B.....	100
Figura A.7	Aceleração longitudinal do motorista para pista curva de perfil C.....	101
Figura A.8	Aceleração lateral do motorista para pista curva de perfil C.....	101
Figura A.9	Aceleração vertical do motorista para pista curva de perfil C.....	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Classificação dos perfis de estrada através da PSD de referência de deslocamentos verticais em função da frequência espacial e em função da frequência angular espacial e médias geométricas da PSD de velocidades verticais em função da frequência espacial e da frequência angular espacial. [Fonte: adaptada de ISO 8608, 2016].....	12
Tabela 3.2	Classificação das estradas de acordo com a irregularidade do perfil de pista de acordo com Dodds e Robson [Fonte: Dodds e Robson, 1973].....	14
Tabela 3.3	Graus de Liberdade do Modelo de Sekulic et al., 2013.....	19
Tabela 3.4	Comparação entre o Ônibus utilizado por Yu et.al., 2006, e o IK-301, utilizado por Sekulic et.al, 2013.....	24
Tabela 3.5	Raios mínimos de curva necessários segundo a velocidade do veículo e a superelevação da pista.....	26
Tabela 3.6	Avaliação de Conforto em função dos Valores RMS ponderados. [Fonte: Adaptado de ISO 2631-1].....	28
Tabela 3.7	Níveis de Ação e Limites de Exposição estabelecidos pelo Anexo 1 da NR-9..	32
Tabela 4.1	Parâmetros utilizados para o sistema de um grau de liberdade.....	40
Tabela 4.2	Parâmetros do Modelo com Dois Graus de Liberdade.....	42
Tabela 4.3	Dados das 3 simulações realizadas com ângulo de esterçamento senoidal.....	54
Tabela 4.4	Etapas a serem percorridas pelo veículo na pista com curvas.....	60
Tabela 5.1	Resultados obtidos através da simulação com a pista Classe A em uma reta....	64
Tabela 5.2	Diagnóstico final - Pista Classe A reta.....	66
Tabela 5.3	Resultados obtidos através da simulação com a pista curva classe A.....	66
Tabela 5.4	Diagnóstico final - Pista Classe A curva.....	67
Tabela 5.5	Resultados obtidos através da simulação com a pista Classe B em uma reta....	70
Tabela 5.6	Diagnóstico Final – Pista Classe B reta.....	71
Tabela 5.7	Resultados obtidos através da simulação com a pista curva classe B.....	71
Tabela 5.8	Diagnóstico Final – Pista Classe B curva.....	72
Tabela 5.9	Resultados obtidos através da simulação com a pista reta Classe C.....	74
Tabela 5.10	Diagnóstico Final – Pista reta Classe C.....	75
Tabela 5.11	Resultados obtidos através da simulação com a pista curva Classe C.....	76

Tabela 5.12	Diagnóstico Final – Pista curva Classe C.....	77
Tabela 5.13	Resultados obtidos através da simulação com a pista reta Classe D.....	79
Tabela 5.14	Diagnóstico Final – Pista reta Classe D.....	80
Tabela 5.15	Resultados obtidos através da simulação com a pista curva Classe D.....	80
Tabela 5.16	Diagnóstico Final – Pista curva Classe D.....	81
Tabela 5.17	Resultados obtidos através da simulação com a pista reta de perfil Classe E....	84
Tabela 5.18	Diagnóstico Final – Pista reta Classe E.....	84
Tabela 5.19	Resultados obtidos através da simulação com a pista curva de perfil Classe E.	85
Tabela 5.20	Diagnóstico Final – Pista curva Classe E.....	86
Tabela 5.21	Resultados de trabalhos experimentais relacionados à vibração de corpo inteiro em motoristas de Ônibus.....	87
Tabela 5.22	Resultados obtidos da aceleração imposta ao motorista para diferentes massas de motorista.....	89
Tabela A.1	Parâmetros geométricos do ônibus.....	95
Tabela A.2	Parâmetros de massa do ônibus.....	96
Tabela A.3	Parâmetros oscilatórios do ônibus.....	97

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

PPRA	Programa de Prevenção de Riscos Ambientais
ACGIH	<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>
CLT	Consolidação das Leis do Trabalho
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
NHO	Norma de Higiene Ocupacional
NR	Norma Regulamentadora
PSD	<i>Power Spectral Density</i> (Densidade Espectral de Potência)
RMS	<i>Root mean square</i> (Valor Quadrático médio)
VDV	Valor da Dose de Vibração
Aren	Aceleração resultante de exposição normalizada
VDVR	Valor da Dose de Vibração Resultante
TLV	<i>Threshold Limit Value</i> (Limite de exposição ocupacional)
VCI	Vibração de Corpo Inteiro
VMB	Vibração em Mãos e Braços

LISTA DE SÍMBOLOS

f	Frequência temporal, Hz
ω	Frequência angular temporal, rad/s
$G_d(n_0)$	Coeficiente de rugosidade, m^3
n_0	Frequência espacial de referência, ciclos/m
$G_d(n)$	PSD de deslocamentos verticais, m^3
n	Frequência espacial, ciclos/m
w	Coeficiente de inclinação da PSD ajustada, adimensional
Ω	Frequência angular espacial, rad/m
Ω_0	Frequência angular espacial de referência, rad/m
v	Velocidade do veículo, m/s
λ	Comprimento de onda, m
$\vec{z}(t)$	Vetor de deslocamentos impostos pela pista, m
$G_{d_a d_e}$	Densidade de potência cruzada, m^2/Hz
$z(t)$	Irregularidade de perfil de pista lado esquerdo, m
$z_d(t)$	Irregularidade de perfil de pista lado direito, m
z_{mot}	Deslocamento Vertical do Motorista, m
z_{p1}	Deslocamento Vertical do Passageiro 1, m
z_{p2}	Deslocamento Vertical do Passageiro 2, m
z_s	Deslocamento Vertical da Carroceria, m
z_1	Deslocamento Vertical do Centro de Gravidade do Eixo Dianteiro, m
z_2	Deslocamento Vertical do Centro de Gravidade do Eixo Traseiro, m
φ_s	Ângulo de rolagem da Carroceria, rad
φ_1	Ângulo de rolagem do eixo dianteiro, rad
φ_2	Ângulo de rolagem do eixo traseiro, rad
θ_s	Ângulo de arfagem da Carroceria, rad
\ddot{x}_{mot}	Aceleração longitudinal do motorista, m/s^2
\ddot{x}_s	Aceleração longitudinal da massa suspensa, m/s^2
\ddot{y}_{mot}	Aceleração lateral do motorista, m/s^2
\ddot{y}_s	Aceleração lateral da massa suspensa, m/s^2

h'	Distância vertical do assento ao centro de gravidade da carroceria, m
h	Altura do centro de gravidade do veículo em relação ao solo, m
h_0	Altura do centro de gravidade do veículo em relação ao eixo de rolagem, m
ψ	Ângulo de guinada do veículo, rad
I_{zz}	Momento de inércia de guinada, Kg.m ²
F_{yf}	Forças transversais dos pneus dianteiros, N
F_{yr}	Forças transversais dos pneus traseiros, N
F_{xf}	Forças longitudinais dos pneus dianteiros, N
F_{xr}	Forças longitudinais dos pneus traseiros, N
δ	Ângulo de esterçamento, rad
C_σ	Rigidez longitudinal do pneu, N/%
σ_x	Escorregamento longitudinal dos pneus, %
C_α	Rigidez lateral do pneu, N/grau
α	Ângulo de deslizamento do pneu
a_w	Aceleração ponderada em frequência
D	Desenvolvimento da curva, m
R	Raio da curva, m
AC	Ângulo central da curva, °
VDV_j	Valor da dose de vibração no eixo j, m/s ^{1,75}
VDVR	Valor da dose de vibração resultante, m/s ^{1,75}
Aren	Aceleração resultante de exposição normalizada, m/s ²
A(8)	Aceleração RMS normalizada para um período de 8 horas, m/s ²
am_j	Aceleração média no eixo j, m/s ²
FC	Fator de Crista, adimensional

1 INTRODUÇÃO

A exposição a vibrações faz parte do cotidiano de trabalhadores de diversos setores econômicos tais como a construção civil, setor de transportes e a indústria em geral. No setor de transportes o tipo de transporte que mais se destaca no Brasil pela realidade socioeconômica do país é o setor de transportes rodoviário onde segundo o estudo do Panorama ILOS em 2016 o transporte rodoviário representa 63% de toda a logística no país. No Brasil, segundo a NR-9, é obrigatória a elaboração e a implementação por parte de empregadores e instituições do Programa de Prevenção de Riscos Ambientais (PPRA), visando à preservação da saúde do trabalhador. Dentre os riscos ambientais a serem analisados na emissão do PPRA se encontram a exposição a vibrações, ruídos, temperaturas extremas e diversos outros.

As vibrações à que trabalhadores são expostos são normalmente divididas em duas categorias, vibrações de corpo inteiro (VCI) e vibrações localizadas, das quais se destacam a vibração de mãos e braços (VMB). As VCI são aquelas transmitidas através de assentos ou pelos pés do trabalhador e geralmente são oriundas de máquinas e veículos, já as VMB são oriundas do uso de ferramentas que são agarradas com as mãos, por exemplo, furadeiras, motosserras, entre outras.

Segundo a legislação brasileira, vibrações são consideradas agentes físicos que podem gerar insalubridade, porém quase sempre sua avaliação é ausente no Programa de Prevenção de Riscos Ambientais. Isso se deve principalmente à dificuldade do diagnóstico dos danos causados à saúde do trabalhador e à complexidade de realização dos procedimentos de medição.

No ano de 1997 houve a publicação da segunda versão da norma ISO 2631-1 que deixava de estabelecer limites de exposição para a exposição ocupacional de trabalhadores, com isso aconteceu uma defasagem na legislação brasileira, pois o Anexo 8 da NR-15 não estabelecia estes limites, mas sim, associava esses limites aos impostos pela norma ISO 2631-1. Com isso houve um período de grandes discussões judiciais em que não se tinha consenso sobre os limites de exposição que estavam em vigor no país.

No ano de 2014 foi então publicada uma revisão do Anexo 8 da NR-15 onde se estabelecia limites para exposição ocupacional tanto para VMB quanto para VCI. Juntamente foi publicado o Anexo 1 - Vibração da NR-09.

No Brasil hoje a NR-9 é o instrumento normativo que disciplina a aplicação de medidas de preservação da saúde e da integridade dos trabalhadores através da antecipação, reconhecimento, avaliação e controle dos riscos ambientais existentes nos locais de trabalho, ela visa identificar os riscos e através de medidas de controle eliminar, mitigar ou reduzir à exposição do trabalhador aos riscos ambientais identificados portanto, esta é considerada uma norma de cunho prevencionista, ao contrário da NR-15, que tem viés indenizatório, buscando através de retorno financeiro ao trabalhador indeniza-lo pelos riscos ambientais a que este está imposto.

A legislação brasileira ainda se distancia muito das legislações estrangeiras, mas apesar disso com a publicação dos dois anexos acima mencionados passou a adotar abordagens pragmáticas para avaliação da exposição ocupacional às VCI, sendo esta uma tendência internacional importante. Este fato pode ser constatado, na previsão da realização de avaliação preliminar para utilização de medidas preventivas e corretivas, deixando de vincular a tomada de medidas de controle à realização de medições do nível de exposição ao agente vibração.

Neste contexto, esta dissertação tem por objetivo comparar a presente normatização brasileira com as estrangeiras, destacando as diferenças quanto ao caráter restritivo de cada uma delas. Os perfis de estrada utilizados para alimentar o modelo de veículo utilizado são gerados a partir de densidades espectrais de potência propostas pela ISO 8608, 2016. O modelo utilizado para representação do veículo apresenta 13 graus de liberdade, tendo a representação da vibração nos 3 eixos ortogonais principais.

1.1 Justificativa

A normatização brasileira que dispõe sobre as VCI tem sido contestada por muitas vezes no meio prevencionista, visto que esta adota como critérios de avaliação parâmetros não utilizados por outros países, tendo inclusive sido alvo de uma Ação Direta de Inconstitucionalidade rejeitada pelo Supremo Tribunal Federal no ano de 2015.

O principal objetivo de toda a normatização na área de medicina e segurança do trabalho deveria ser em primeiro lugar, a manutenção da saúde do trabalhador, no caso da VCI, ela é fortemente influenciada pelas características dos veículos operados pelos trabalhadores, como caminhões, tratores, empilhadeiras, entre outros.

Contudo, a maioria das discussões sobre a normatização brasileira se preocupam principalmente com o pagamento ou não de adicional de insalubridade de grau médio (20% do salário mínimo) ao trabalhador e à concessão de aposentadoria especial aos indivíduos impostos a estes agentes perturbadores durante a sua rotina de trabalho. Portanto, tal aspecto dificulta a discussão sobre o que é proposto pela normatização brasileira e pela estrangeira no que se refere à avaliação da exposição às VCI.

Portanto, é importante que a exposição à VCI seja levada em conta ainda na fase de projeto levando não apenas o conforto em consideração, mas também a preservação da saúde dos usuários, assim sendo, é importante a clareza quanto aos parâmetros utilizados para análise da exposição a VCI.

Na literatura, a maioria dos trabalhos ligados ao tema é experimental, assim a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles obtidos através da implementação de rotinas numéricas pode promover a melhoria das ferramentas utilizadas no projeto de veículos e equipamentos, prevendo desde a etapa inicial de projeto a intensidade da vibração a que os usuários estarão expostos. Além disso, com a melhoria das ferramentas computacionais, se tornaria dispensável a realização de boa parte das medições realizadas na atualidade, assim poupando o tempo das equipes especializadas em engenharia, medicina e segurança do trabalho, e economizando recursos valiosos que podem ser utilizados para outros fins.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo principal a discussão sobre os métodos existentes para quantificação e avaliação da exposição às vibrações de corpo inteiro, discutindo também o aspecto legal dessas normas. A fim de se chegar ao objetivo final são determinados objetivos específicos durante a realização do trabalho, os quais são descritos a seguir:

- a) Discutir os parâmetros e os resultados obtidos através do uso dos dispositivos legais fornecidos pela legislação brasileira, comparando-os com aqueles obtidos da normatização fornecida pela União Europeia e pela ACGIH conforme o capítulo 5 Resultados e Discussões;

- b) Desenvolver rotinas computacionais em Matlab a fim de se simular perfis de estrada e de se obter a resposta de um modelo de ônibus quando este trafega por esses perfis conforme o anexo C Rotinas desenvolvidas;
- c) Verificar se a massa do motorista tem influência sobre a vibração a ele imposta conforme o capítulo 5.9 Verificação da influência da massa do motorista sobre as vibrações a ele impostas.
- d) Avaliar o desempenho dos parâmetros *aren* e *VDVR* utilizados na normatização brasileira conforme explicado no capítulo 6 Conclusões.

1.3 Organização do Trabalho

O presente trabalho está dividido em seis capítulos e dois apêndices. Após esta introdução, o capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, destacando as principais pesquisas na área. O capítulo 3 traz a fundamentação teórica, esclarecendo os principais conceitos relacionados à vibração de corpo inteiro em veículos, modelagem de pistas, modelos veiculares para análise da dinâmica vertical, lateral e longitudinal, além de métodos numéricos e normatizações ligadas ao tema do trabalho.

No capítulo 4 é apresentada a metodologia proposta, onde se explicam os procedimentos necessários para a obtenção dos resultados, além de verificações das rotinas implementadas durante a realização deste trabalho. Já o capítulo 5 traz os principais resultados obtidos e discussões, além de comparações com trabalhos experimentais de outros autores. Finalmente o capítulo 6 apresenta as conclusões obtidas na realização deste trabalho além de sugestões para trabalhos futuros.

Após as referências bibliográficas, há o apêndice A que apresenta os parâmetros do modelo de ônibus utilizado neste trabalho e o apêndice B que apresenta as acelerações obtidas no assento do motorista com as rotinas desenvolvidas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo da exposição às vibrações de corpo inteiro e suas consequências tem tido um papel importante na engenharia desde o surgimento das primeiras máquinas móveis, como carros, tratores e aviões no início do século XX. Com a sua difusão dentro da sociedade, pode-se afirmar que o número de pessoas expostas a vibrações de corpo inteiro cresceu drasticamente. Este aumento de pessoas expostas, além da evidência de que vibrações de corpo inteiro podem causar danos consideráveis à saúde das pessoas expostas, inspirou uma série de trabalhos na área.

Griffin, 1990, afirma que o estudo de vibrações de corpo inteiro pode fornecer informações importantes sobre como é a interação do trabalhador com o ambiente a que ele está exposto. Assim pode-se conhecer as condições de trabalho de operadores de equipamentos, após o qual os engenheiros podem eliminar ou reduzir a níveis aceitáveis as vibrações impostas ao trabalhador, preservando sua saúde e proporcionando conforto a este durante sua rotina de trabalho.

Buscando especificamente trabalhos na literatura voltados ao estudo de vibrações de corpo inteiro provocadas por veículos automotores, encontram-se diversos trabalhos buscando identificar os níveis de exposição à VCI de passageiros e motoristas no interior dos veículos, além de identificar os principais parâmetros que interferem na transmissão das vibrações para as pessoas.

No trabalho de Blood et al., 2010, estudaram-se as diferenças nos níveis de exposição à VCI de motoristas de ônibus na América do Norte utilizando-se três assentos diferentes, observou-se que para os três assentos os resultados obtidos variaram de acordo com a qualidade da estrada pela qual o veículo havia trafegado além do assento que era utilizado pelo motorista.

Outro tema de estudo é a influência dos perfis de estrada nas vibrações de corpo inteiro. Thamsuwan et al., 2012, estudaram a influência dos perfis de pista em cidades e autoestradas utilizando dois modelos de ônibus diferentes e com isso verificaram que a influência do perfil de pista nas vibrações de corpo inteiro sofrida pelos motoristas é significativamente grande.

Bettencourt Neto, 2006, fez um trabalho experimental a fim de estudar a exposição a vibrações de corpo inteiro de diferentes veículos, seus resultados mostraram que as vibrações

mais severas para os motoristas de ônibus foram as obtidas na direção vertical e que o perfil de estrada que determinou as frequências dominantes e os níveis de vibração registrados.

Bovenzi et al., 2006, fizeram um estudo epidemiológico sobre a ocorrência de dores lombares sofridas por motoristas profissionais italianos expostos a vibrações de corpo inteiro, seus resultados apontaram que a frequência da ocorrência de dores lombares aumenta conforme aumenta a exposição a vibrações de corpo inteiro.

Barbosa, 2011, estudou a resposta dinâmica de um modelo de meio veículo exposto a irregularidades de perfil de estrada, tal modelo proporcionou a possibilidade da avaliação de grandezas como deslocamento, acelerações verticais e o ângulo de arfagem.

Já no trabalho de Hassaan e Mohammed, 2015, estudou-se a resposta de um modelo completo de veículo com 10 graus de liberdade a fim de se avaliar o conforto dos ocupantes, para isso foram utilizadas técnicas de avaliação no domínio da frequência, no seu trabalho o grau de liberdade associado ao deslocamento lateral do veículo não teve relevância provavelmente devido ao modelo utilizado pelos autores.

Sekulic, 2013, estudou, através de métodos numéricos, o conforto de um motorista e mais dois ocupantes de um modelo de ônibus com 10 graus de liberdade, seus resultados mostraram que passageiros sentados mais próximos ao fundo do ônibus estão expostos a vibrações de magnitude maiores.

Zanol, 2014, fez um trabalho experimental utilizando de um ônibus urbano tipicamente encontrado no Brasil, e através do uso de acelerômetros instalados na poltrona do motorista fez medições dos níveis de vibração a que o motorista estava exposto em três diferentes perfis de estrada, os piores resultados encontrados por ele foram para uma pista do tipo paralelepípedo.

Flores, 2015, fez um estudo comparativo das diferentes metodologias de avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro e observou em seu trabalho que a legislação brasileira apresentou resultados melhores quando comparados a legislações estrangeiras.

Mesmo com tantos estudos voltados ao estudo das VCI ainda faltam dados conclusivos, sobre os danos causados a saúde do trabalhador. Visto isso é de extrema importância o contínuo aprofundamento nesta área visando o melhoramento dos equipamentos e a preservação da saúde do trabalhador.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Conceitos Fundamentais

Um corpo é dito em vibração quando este faz um movimento oscilatório em torno de um ponto. O número de vezes que este movimento se repete dentro de um determinado espaço de tempo é definido como a frequência, caso esse intervalo de tempo seja de 1 segundo a frequência pode ser expressa em Hertz (Hz). O tempo necessário para se realizar um único ciclo do movimento é conhecido como o período.

A magnitude da vibração pode ser medida pela velocidade, esta relacionada diretamente com a energia, porém por motivos de experimentação, usa-se a aceleração como referência para medições e estudos sobre vibrações, sendo adotado comumente seu valor quadrático médio (RMS).

Pela vibração se tratar de um movimento oscilatório em torno de um ponto, caso se extraísse uma média utilizando-se dos valores positivos e negativos de acelerações, tais valores se anulariam e essa média teria valor igual a zero. A fim de se evitar este problema utiliza-se o valor RMS visto que este não apresenta essa característica já que para cálculo do valor RMS utiliza-se a raiz quadrada do somatório dos quadrados de todos os valores de acelerações medidos, dividido pelo tempo de medição.

Outra característica importante do valor RMS é que este apresenta pouca sensibilidade para eventuais choques sofridos durante o tempo de medição. Isto ocorre porque os valores se diluem com o tempo no cálculo do valor RMS. Estes picos de aceleração podem gerar também danos à saúde do trabalhador, assim, a fim de se evitar esse problema é necessária uma análise também dos valores de pico de aceleração ocorridos durante a medição.

O valor de pico dividido pelo valor RMS da aceleração, ambos ponderados na frequência é conhecido como o fator de crista (FC). A norma ISO 2631-1, uma das normas mais relevantes para exposições a vibrações de corpo inteiro determina que caso o fator de crista seja maior do que nove, o simples uso do valor RMS não é suficiente para avaliação da exposição.

Para casos onde o fator de crista é maior que nove então definiu-se o valor da dose de vibração (VDV). Ao contrário do valor RMS, em exposições a vibrações contínuas o VDV aumenta continuamente.

É comum consideração de que a jornada de trabalho dura 8 horas. Levando isso em consideração quando ocorrem medições de avaliação ocupacional de trabalhadores deve-se normalizar o valor da aceleração ocupacional para um período de 8 horas a fim de que se possam comparar com os limites de exposição ocupacional impostos nas respectivas legislações.

3.2 Simulação de Diferentes Perfis de Pista

A representação de diferentes perfis de pista é de grande interesse na análise de vibrações aleatórias. Apesar de existirem diferentes formas de se representar irregularidades nos perfis de pista, há um consenso sobre quais as características fundamentais para essa representação.

As irregularidades dos perfis de pista podem ser representadas por um sinal aleatório, onde a irregularidade fica em função da posição ao longo da pista [Newland, 1993]. Assim o espectro de frequências do perfil irregular de pista pode ser caracterizado por variáveis espaciais, tais como, a frequência espacial n , dada em ciclos/m, e a frequência angular espacial Ω , dada em rad/m. Considerando que um veículo trafega com velocidade constante pela pista, pode-se colocar o perfil irregular de pista em função do tempo e com isso utilizar-se de variáveis temporais para caracterização do espectro de frequências do perfil irregular de pista, tais como a frequência temporal f , dada em Hz, e a frequência angular temporal ω , dada em rad/s.

Segundo Newland, 1993, levando em consideração as características fundamentais de um processo aleatório que caracterize a irregularidade do pavimento, este processo pode ser considerado como ergódico, gaussiano, estacionário e de média zero. Com isso, as propriedades avaliadas durante um intervalo de tempo são iguais e independem da função amostrada, ou seja, as propriedades são invariantes para qualquer amostragem do sinal.

Em 1995, através da publicação da norma ISO 8608 houve então uma normatização sobre como deveriam ser modelados os processos aleatórios que representam os perfis de pista, isso foi necessário já que apesar de opiniões semelhantes a origem do sinal presentes na literatura, a diferença entre as metodologias de modelagem exigiam uma normatização, isso facilitou na comparação de estudos entre diferentes autores além de gerar maior uniformidade na metodologia adotada na análise dinâmica de veicular.

3.2.1 Modelo de Perfil Irregular de Pista Proposto pela ISO 8608, 2016

A ISO 8608, publicada em 1995, e atualizada em 2016 foi criada para facilitar a compilação e comparação de resultados de medições de perfis de pista obtidos por diversos autores no estudo de vibrações verticais, propondo um método uniforme para elaboração de relatórios de medição de dados de uma ou múltiplas pistas. No seu anexo C, a norma propõe um método padronizado para representação de perfis irregulares de pista através de densidades espectrais de potência, este anexo segundo a norma tem como objetivo dar uma orientação para o uso de dados estatísticos de perfis de estrada para estudos de simulação e estudos relacionados como a avaliação de conforto.

De acordo com a norma a representação de uma estimativa do grau de rugosidade de uma pista pode ser feita através de um valor de referência, $G_d(n_0)$, de sua PSD de deslocamentos verticais ajustada. A relação dessa PSD com a frequência espacial ou ainda, com a frequência angular espacial pode ser aproximada para uma reta decrescente em escalas logarítmicas, na faixa de frequências espaciais entre 0,011 ciclos/m e 2,83 ciclos/m e na faixa de frequências angulares espaciais entre 0,063 rad/m e 17,7 rad/m, para isso é necessário assumir que o veículo trafega com uma velocidade constante, ou seja, que o expoente da PSD ajustada w seja igual a 2. A relação então entre a PSD de deslocamentos verticais e a frequência espacial pode ser dada conforme a Equação 3.1.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (3.1)$$

onde n_0 é a frequência espacial de referência, de valor 0,1 ciclos/m, n é a frequência espacial em ciclos/m, w é o coeficiente que determina a inclinação da PSD ajustada, $G_d(n_0)$ é a PSD de referência em m^3 e $G_d(n)$ é a PSD de deslocamentos verticais em função da frequência espacial em m^3 .

A PSD de deslocamentos verticais pode ser representada também em função da frequência angular espacial, seguindo a expressão proposta pela Equação 3.2.

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (3.2)$$

onde Ω_0 é a frequência angular espacial de referência, de valor 1 rad/m, Ω é a frequência angular espacial em rad/m, w é o coeficiente que determina a inclinação da PSD ajustada, $G_d(\Omega_0)$ é a PSD de referência em m^3 e $G_d(\Omega)$ é a PSD de deslocamentos verticais em função da frequência angular espacial em m^3 .

A relação entre frequência espacial e frequência angular espacial, e também a relação entre frequência temporal e frequência angular temporal é dada através de um fator de multiplicação de 2π , conforme Equações 3.3 e 3.4, respectivamente.

$$\Omega = 2\pi n \quad (3.3)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (3.4)$$

onde ω é a frequência angular temporal e f é a frequência temporal.

Ainda de acordo com a ISO 8608 a frequência temporal pode se relacionar com a frequência espacial através da Equação 3.5.

$$f = n v \quad (3.5)$$

onde v é a velocidade com que o veículo trafega na pista, e a frequência angular temporal pode se relacionar com a frequência angular espacial através da Equação 3.6.

$$\omega = \Omega v \quad (3.6)$$

A PSD de deslocamento vertical então pode ser determinada em função da frequência temporal conforme a Equação 3.7.

$$G_d(f) = G_d(f_0) \left(\frac{f}{f_0}\right)^{-w} \quad (3.7)$$

onde $G_d(f_0)$ é a PSD de referência, dada em m^2s , e f_0 é a frequência temporal de referência de valor $0,1\nu$ ciclos/s. Pode-se também representar a PSD de deslocamento vertical em função da frequência angular temporal conforme a Equação 3.8.

$$G_d(\omega) = G_d(\omega_0) \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{-w} \quad (3.8)$$

onde $G_d(\omega_0)$ é a PSD de referência, dada em m^2s , e ω_0 é a frequência temporal de referência de valor 1ν rad/s.

Ainda é possível obter as PSDs de velocidade e de aceleração verticais, assim a relação entre as PSDs de deslocamento verticais e as PSDs de velocidades verticais, em termos de frequências espaciais é dada pela Equação 3.9.

$$G_v(n) = G_d(n) (2\pi n)^2 \quad (3.9)$$

onde $G_v(n)$ é a PSD de velocidades verticais em m. Já a relação entre as PSDs de deslocamento verticais e as PSDs de velocidades verticais, em termos de frequências angulares espaciais é representada pela Equação 3.10.

$$G_v(\Omega) = G_d(\Omega) \Omega^2 \quad (3.10)$$

Onde $G_v(\Omega)$ é a PSD de velocidades verticais em m. A PSD de aceleração vertical em termos de frequências espaciais pode ser obtida através da Equação 3.11.

$$G_a(n) = G_d(n) (2\pi n)^4 \quad (3.11)$$

onde $G_a(n)$ é a PSD de acelerações verticais em m^{-1} . Já a PSD de aceleração vertical em termos de frequências angulares espaciais pode ser obtida através da Equação 3.12.

$$G_a(\Omega) = G_d(\Omega) \Omega^4 \quad (3.12)$$

onde $G_a(\Omega)$ é a PSD de acelerações verticais em m^{-1} .

A norma ISO 8608, 2016, ainda no seu anexo C classifica as estradas de acordo com o grau de rugosidade ou irregularidades que cada uma apresenta. As pistas são classificadas em ordem alfabética crescente, onde quanto mais próximo da classificação A melhor é a qualidade da pista. É importante notar que é assumido nessa classificação que o expoente w é igual a 2, essa classificação pode ser observada através da Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Classificação dos perfis de estrada através da PSD de referência de deslocamentos verticais em função da frequência espacial e em função da frequência angular espacial e médias geométricas da PSD de velocidades verticais em função da frequência espacial e da frequência angular espacial. [Fonte: adaptada de ISO 8608, 2016]

Classe de Estrada	Rugosidade em função da frequência espacial			
	$G_d(n_0) \cdot 10^{-6}m^3, n_0 = 0.1 \text{ ciclos/m}$			$G_v(n) \cdot 10^{-6}m$
	Limite Inferior	Valor Médio	Limite Superior	Valor Médio
A	0	16	32	6,3
B	32	64	128	25,3
C	128	256	512	101,1
D	512	1024	2048	404,3
E	2048	4096	8192	1617
F	8192	16384	32768	6468
G	32768	65536	131072	25873
H	131072	262144	-	103490
Classe de Estrada	Rugosidade em função da frequência angular espacial			
	$G_d(\Omega_0) \cdot 10^{-6}m^3, \Omega_0 = 1 \text{ rad/m}$			$G_v(\Omega) \cdot 10^{-6}m$
	Limite Inferior	Valor Médio	Limite Inferior	Valor Médio
A	-	1	2	1
B	2	4	8	4
C	8	16	32	16
D	32	64	128	64
E	128	256	512	256
F	512	1024	2048	1024
G	2048	4096	8192	4096
H	8192	16384	-	16384

Para uso em simulações numéricas é comum usar a média geométrica como valor de referência da PSD, esse sistema de classificação também é representado através da Figura 3.1.

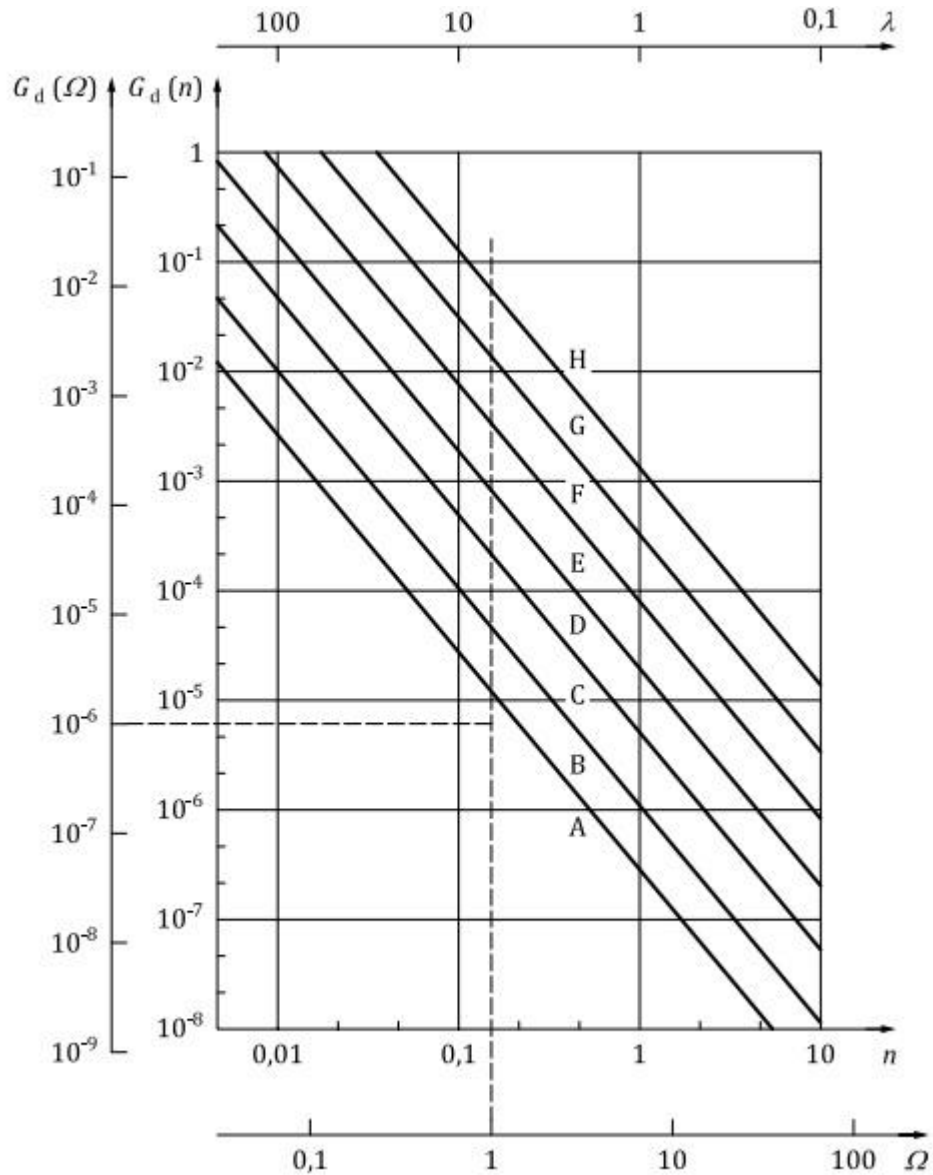


Figura 3.1 – Classificação dos perfis de estrada em função da frequência espacial, e em função da frequência angular espacial. [Fonte: ISO 8608, 2016]

3.2.2 Modelo de Perfil Irregular de Pista Proposto por Dodds e Robson, 1973

Outro modelo de caracterização de perfis irregulares de pistas utilizado ainda hoje é o proposto por Dodds e Robson em 1973. Estes autores propõem 3 tipos de classificações: rodovias, estradas principais e estradas secundarias. A PSD de deslocamentos é definida através das Equações 3.13 e 3.14.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w_1}, n \leq n_0 \quad (3.13)$$

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w_2}, n \geq n_0 \quad (3.14)$$

Segundo Dodds e Robson a descontinuidade entre as Equações 3.13 e 3.14 corresponde a um comprimento de onda de 6.3m o que corresponde a um valor de n_0 igual a $1/2\pi$ ciclo/m. A classificação proposta por Dodds e Robson pode ser vista então na Tabela 3.2:

Tabela 3.2 – Classificação das estradas de acordo com a irregularidade do perfil de pista de acordo com Dodds e Robson [Fonte: Dodds e Robson, 1973]

Tipo de Estrada		Intervalo de $G_d(n_0)$ ($10^{-6}m^3$)	w_1		w_2	
			Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
Autoestradas	Excelentes	2 a 8	1,945	0,464	1,360	0,221
	Boas	8 a 32				
Rodovias	Excelentes	2 a 8	2,05	0,487	1,44	0,266
	Boas	8 a 32				
	Médias	32 a 128				
	Ruins	128 a 512				
Estradas Secundárias	Médias	32 a 128	2,28	0,534	1,428	0,263
	Ruins	128 a 512				
	Muito Ruins	512 a 2048				

3.2.3 Obtenção do Perfil Irregular de Pista

Conhecendo-se a densidade espectral de potência de um sinal, pode-se obter o perfil de deslocamentos utilizando o método proposto por Shinozuka e Jan, 1972, utilizando-se da Equação 3.15.

$$\vec{z}(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_d(f_k)\Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \psi_k) \quad (3.15)$$

onde ψ_k é uma variável aleatória com distribuição uniforme no intervalo de $[0, 2\pi]$, $\vec{z}(t)$ é o vetor de deslocamentos impostos pela pista em m, $G_d(f_k)$ é a PSD de deslocamentos verticais da pista em m^2/s , N é o número de intervalos de bandas de frequência e Δf_k é a resolução de frequência.

Derivando-se duas vezes a equação 3.15, obtém-se as equações que representam o vetor de velocidades e a acelerações impostas pela pista, dados pelas equações 3.16 e 3.17 respectivamente:

$$\vec{\dot{z}}(t) = -\sum_{k=1}^N \sqrt{2(2\pi f_k)^2 G_d(f_k)\Delta f_k} \sin(2\pi f_k t + \psi_k) \quad (3.16)$$

$$\vec{\ddot{z}}(t) = -\sum_{k=1}^N \sqrt{2(2\pi f_k)^4 G_d(f_k)\Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \psi_k) \quad (3.17)$$

onde $\vec{\dot{z}}(t)$ é o vetor de velocidades verticais impostos pela pista e $\vec{\ddot{z}}(t)$ é o vetor de acelerações verticais impostos pela pista.

A ISO 8608, 2016, define que se deve considerar que a superfície da pista possui a propriedade de isotropia, ou seja, os perfis obtidos a partir de um mesmo trecho de rodovia possuem propriedades iguais, assim, pode-se assumir que as propriedades espectrais de toda a rodovia podem-se ser obtidas através da medição de uma única faixa de rodovia e que as propriedades estatísticas são as mesmas em todas as direções. Considerando então os deslocamentos obtidos como os deslocamentos impostos às rodas esquerdas do veículo que trafega é possível de se obter os deslocamentos impostos às rodas direitas do veículo através da Equação 3.18, conforme proposta por Sekulic et al., 2013.

$$\overline{y_d}(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2 * G_{d_{ad_e}}(f_k) \Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \psi_k) + \sqrt{2 (G_d(f_k) - G_{d_{ad_e}}(f_k)) \Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \beta_k) \quad (3.18)$$

onde β_k é uma variável aleatória com distribuição uniforme no intervalo de $[0, 2\pi]$ e $G_{d_{ad_e}}$ é a densidade espectral de potência cruzada definida pela Equação 3.19:

$$G_{d_{ad_e}}(f_k) = \gamma_k G_d(f_k) \quad (3.19)$$

onde de acordo com Sayers, 1998, e Sekulic et al., 2013, γ_k corresponde ao quadrado do módulo da função de transferência de um filtro com frequências de excitação discretas que é definida por:

$$\gamma_k = \frac{v_l^2}{v_l^2 + \left(\frac{f}{v}\right)^2} \quad (3.20)$$

onde v_l é a frequência de corte cujo valor é 0,2 ciclos/m e v é a velocidade do veículo em m/s.

De acordo com o item C.6.4 da norma ISO 8608, 2016, pode-se assumir que as rodas traseiras viajam pelo mesmo perfil de estrada que as rodas dianteiras correspondentes, consequentemente o deslocamento imposto as rodas traseiras é o mesmo imposto as rodas dianteiras, porém com um pequeno diferencial de tempo. Esse diferencial de tempo Δt pode ser calculado segundo a Equação 3.21:

$$\Delta t = l/v \quad (3.21)$$

onde l é a distância em m entre as rodas dianteiras e traseiras do veículo. Este diferencial de tempo pode ser inserido tanto diretamente nos sinais temporais obtidos pelo método de Shinozuka e Jan, 1972, quanto nas PSDs de deslocamentos verticais dos dois pneus dianteiros. A inserção destes nas PSDs segundo Barbosa, 2012, pode ser feita pela multiplicação das PSDs de deslocamentos verticais das rodas dianteiras por um termo exponencial $e^{-j\Delta t f}$, com isso é possível realizar uma análise no domínio da frequência já considerando a diferença de tempo entre as rodas dianteiras e traseiras.

3.3 Modelos de Veículos

3.3.1 Modelo de Ônibus com Representação da Dinâmica Vertical Completa

Sekulic et al., 2013, propôs um modelo de ônibus de corpos rígidos e massas concentradas com 10 graus de liberdade baseado no ônibus IK-301, que avalia os seguintes movimentos: deslocamentos verticais do motorista, deslocamentos verticais de um passageiro sentado no meio do ônibus, deslocamentos verticais de um passageiro sentado no fundo do ônibus, deslocamento verticais do centro de gravidade do ônibus, deslocamentos verticais dos centros de gravidade dos eixos dianteiro e traseiro, bem como deslocamentos angulares do ônibus em relação ao eixo longitudinal (x) e do eixo transversal (y) e dos eixos dianteiro e traseiro em relação aos eixos x_1 e x_2 .

É assumido nesse modelo que o ônibus é simétrico em relação ao eixo longitudinal que passa por seu centro de gravidade, a carroceria e os eixos são tidos como corpos rígidos e além disso o motor está incluído na carroceria e não tem nenhuma excitação aleatória, todos os elementos de amortecimento e rigidez são considerados como lineares, os pneus do ônibus nunca perdem o contato com a pista e o ônibus se move a uma velocidade constante e em linha reta. Na Figura 3.2 é possível observar o modelo de ônibus utilizado nessa representação.

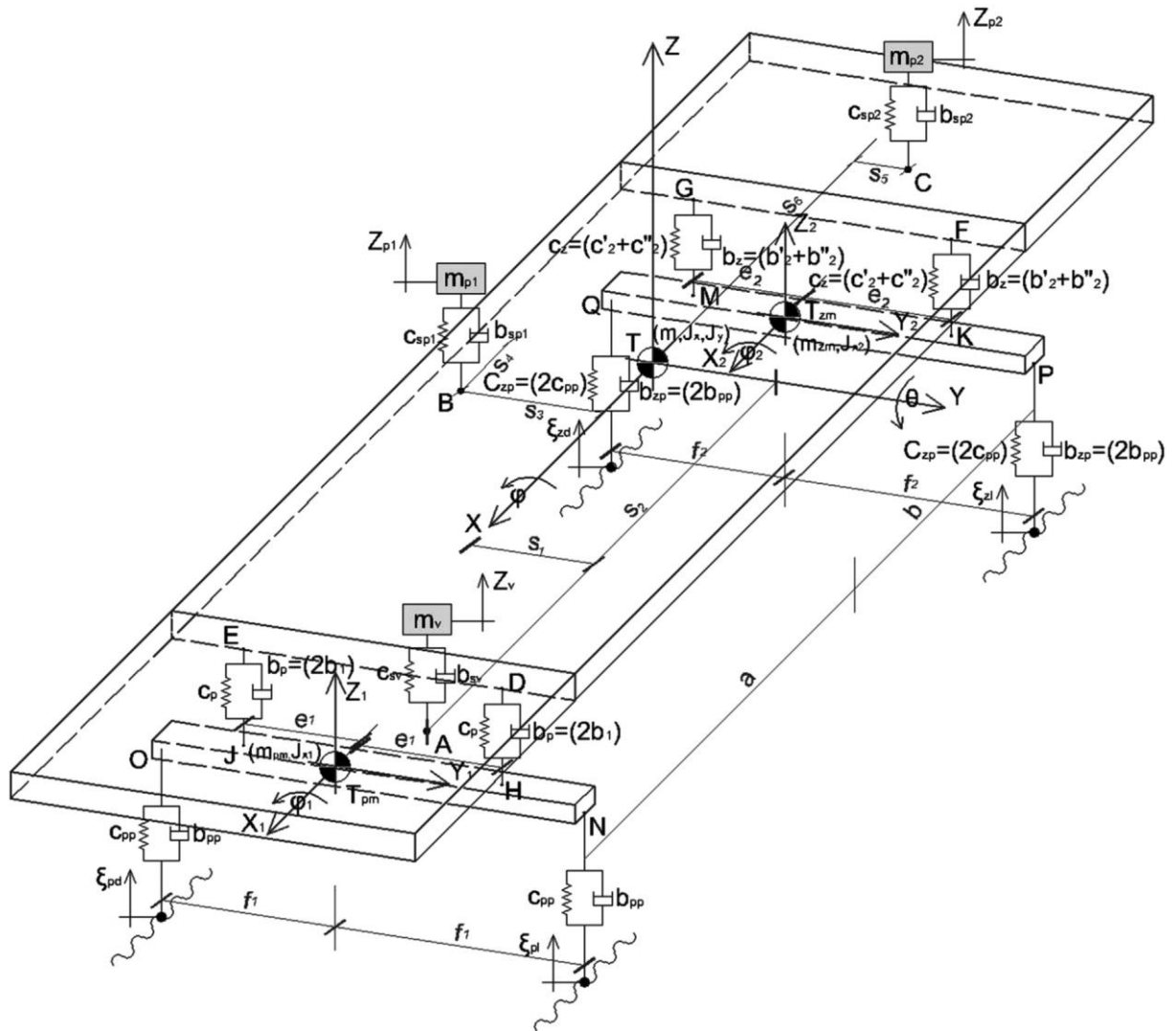


Figura 3.2 – Modelo Oscilatório do Ônibus IK-301

As equações de movimento do modelo apresentado podem ser escritas como:

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{z}} + \mathbf{C}\dot{\vec{z}} + \mathbf{K}\vec{z} = \vec{f} \quad (3.22)$$

onde \mathbf{M} é a matriz de massas, \mathbf{C} é a matriz de amortecimento, \mathbf{K} é a matriz de rigidez e \vec{f} é o vetor de forças aplicadas ao ônibus. Na Tabela 3.3 é possível ver os graus de liberdade associados a este modelo, e nas Equações de 3.23 até 3.32 são apresentadas as equações de movimento do problema, as quais podem ser escritas posteriormente em forma matricial conforme a Equação 3.22.

Tabela 3.3 – Graus de Liberdade do Modelo de Sekulic et al., 2013.

Variável	Grau de liberdade associado
z_{mot}	Deslocamento Vertical do Motorista
z_{p1}	Deslocamento Vertical do Passageiro 1
z_{p2}	Deslocamento Vertical do Passageiro 1
z_s	Deslocamento Vertical da Carroceria
φ_s	Ângulo de rolagem da Carroceria
θ_s	Ângulo de arfagem da Carroceria
z_1	Deslocamento Vertical do Centro de Gravidade do Eixo Dianteiro
φ_1	Ângulo de rolagem do eixo dianteiro
z_2	Deslocamento Vertical do Centro de Gravidade do Eixo Traseiro
φ_2	Ângulo de rolagem do eixo traseiro

$$m_{mot}\ddot{z}_{mot} + c_{sv}\dot{z}_{mot} + k_{sv}z_{mot} - c_{sv}\dot{z}_s - k_{sv}z_s - s_1c_{sv}\dot{\varphi}_s - s_1k_{sv}\varphi_s + s_2c_{sv}\dot{\theta}_s + s_2k_{sv}\theta_s = 0 \quad (3.23)$$

$$m_{p1}\ddot{z}_{p1} + c_{sp1}\dot{z}_{p1} + k_{sp1}z_{p1} - c_{sp1}\dot{z}_s - k_{sp1}z_s + s_3c_{sp1}\dot{\varphi}_s + s_3k_{sp1}\varphi_s + s_4c_{sp1}\dot{\theta}_s + s_4k_{sp1}\theta_s = 0 \quad (3.24)$$

$$m_{p2}\ddot{z}_{p2} + c_{sp2}\dot{z}_{p2} + k_{sp2}z_{p2} - c_{sp2}\dot{z}_s - k_{sp2}z_s - s_5c_{sp2}\dot{\varphi}_s - s_5k_{sp2}\varphi_s - s_6c_{sp2}\dot{\theta}_s - s_6k_{sp2}\theta_s = 0 \quad (3.25)$$

$$m\ddot{z}_s + (c_{sv} + c_{sp1} + c_{sp2} + 2c_p + 2c_z)\dot{z}_s + (k_{sv} + k_{sp1} + k_{sp2} + 2k_p + 2k_z)z_s - (s_1c_{sv} - s_3c_{sp1} + s_5c_{sp2})\dot{\varphi}_s + (s_1k_{sv} - s_3k_{sp1} + s_5k_{sp2})\varphi_s - (s_2c_{sv} + s_4c_{sp1} - s_6c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z)\dot{\theta}_s - (s_2k_{sv} + s_4k_{sp1} - s_6k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z)\theta_s - c_{sv}\dot{z}_{mot} - k_{sv}z_{mot} - c_{sp1}\dot{z}_{p1} - k_{sp1}z_{p1} - c_{sp2}\dot{z}_{p2} - k_{sp2}z_{p2} - 2c_p\dot{z}_1 - 2k_pz_1 - 2c_z\dot{z}_2 - 2k_zz_2 = 0 \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned}
& J_x \ddot{\phi}_s + (s_1^2 c_{sv} + s_3^2 c_{sp1} + s_5^2 c_{sp2} + 2e_1^2 c_p + 2e_2^2 c_z) \dot{\phi}_s + (s_1^2 k_{sv} + s_3^2 k_{sp1} + \\
& s_5^2 k_{sp2} + 2e_1^2 k_p + 2e_2^2 k_z) \phi_s - s_1 c_{sv} \dot{z}_{mot} - s_1 k_{sv} z_{mot} + s_3 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_3 k_{sp1} z_{p1} - \\
& s_5 c_{sp2} \dot{z}_{p2} - s_5 k_{sp2} z_{p2} + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + s_5 c_{sp2}) \dot{z}_s + (s_1 k_{sv} - s_3 k_{sp1} + s_5 k_{sp2}) z_s - \\
& (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\theta}_s - (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} - s_5 s_6 k_{sp2}) \theta_s - 2e_1^2 c_p \dot{\phi}_1 - \\
& 2e_1^2 k_p \phi_1 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi}_2 - 2e_2^2 k_z \phi_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.27}$$

$$\begin{aligned}
& J_y \ddot{\theta}_s + (s_2^2 c_{sv} + s_4^2 c_{sp1} + s_6^2 c_{sp2} + 2a^2 c_p + 2b^2 c_z) \dot{\theta}_s + (s_2^2 k_{sv} + s_4^2 k_{sp1} + s_6^2 k_{sp2} + \\
& 2a^2 k_p + 2b^2 k_z) \theta_s + s_2 c_{sv} \dot{z}_{mot} + s_2 k_{sv} z_{mot} + s_4 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_4 k_{sp1} z_{p1} - s_6 c_{sp2} \dot{z}_{p2} - \\
& s_6 k_{sp2} z_{p2} - (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) \dot{z}_s - (s_2 k_{sv} + s_4 k_{sp1} - s_6 k_{sp2} + \\
& 2ak_p - 2bk_z) z_s - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\phi}_s - (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} - \\
& s_5 s_6 k_{sp2}) \phi_s + 2ac_p \dot{z}_1 - 2ak_p z_1 - 2bc_z \dot{z}_2 - 2bk_z z_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.28}$$

$$\begin{aligned}
& m_{pm} \ddot{z}_1 + 2(c_p + c_{pp}) \dot{z}_1 + 2(k_p + k_{pp}) z_1 - 2c_p \dot{z}_s - 2k_p z_s + 2ac_p \dot{\theta}_s + 2ak_p \theta_s = c_{pp} \dot{z}_{fd} + \\
& k_{pp} z_{fd} + c_{pp} \dot{z}_{fe} + k_{pp} z_{fe}
\end{aligned} \tag{3.29}$$

$$\begin{aligned}
& J_{x1} \ddot{\phi}_1 + 2(e_1^2 c_p + f_1^2 c_{pp}) \dot{\phi}_1 + 2(e_1^2 k_p + f_1^2 k_{pp}) \phi_1 - 2e_1^2 c_p \dot{\phi}_s - 2e_1^2 k_p \phi_s = \\
& -f_1 c_{pp} \dot{z}_{fd} - f_1 k_{pp} z_{fd} + f_1 c_{pp} \dot{z}_{fe} + f_1 k_{pp} z_{fe}
\end{aligned} \tag{3.30}$$

$$\begin{aligned}
& m_{zm} \ddot{z}_2 + 2(c_z + c_{zp}) \dot{z}_2 + 2(k_z + k_{zp}) z_2 - 2c_z \dot{z}_s - 2k_z z_s - 2bc_z \dot{\theta}_s - 2bk_z \theta_s = c_{zp} \dot{z}_{td} + \\
& k_{zp} z_{td} + c_{zp} \dot{z}_{te} + k_{zp} z_{te}
\end{aligned} \tag{3.31}$$

$$\begin{aligned}
& J_{x2} \ddot{\phi}_2 + 2(e_2^2 c_z + f_2^2 c_{zp}) \dot{\phi}_2 + 2(e_2^2 k_z + f_2^2 k_{zp}) \phi_2 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi}_s - 2e_2^2 k_z \phi_s = \\
& -f_2 c_{zp} \dot{z}_{td} - f_2 k_{zp} z_{td} + f_2 c_{zp} \dot{z}_{te} + f_2 k_{zp} z_{te}
\end{aligned} \tag{3.32}$$

O modelo apresentado por Sekulic et al., 2013, só apresenta a dinâmica vertical do veículo e, portanto, não apresenta acelerações impostas nas direções x e y no posto de trabalho do motorista. De acordo com a legislação europeia isso não é um problema visto que só é requerida pela legislação uma análise na direção vertical, porém no Brasil é requerida uma

análise levando em conta as acelerações aplicadas nos três eixos, x , y e z . Pazooki et al., 2012, propõem equações a fim de determinar as acelerações lateral e longitudinal sofridas pelo motorista levando em conta as acelerações sofridas no centro de gravidade da carroceria:

$$\ddot{x}_{mot} = \ddot{x}_s + h'\ddot{\theta}_s \quad (3.33)$$

$$\ddot{y}_{mot} = \ddot{y}_s - h'\ddot{\theta}_s \quad (3.34)$$

onde \ddot{x}_s é a aceleração longitudinal sofrida pela carroceria, \ddot{y}_s é a aceleração lateral sofrida pela carroceria, \ddot{x}_{mot} é a aceleração longitudinal imposta ao motorista e \ddot{y}_{mot} é a aceleração lateral imposta ao motorista e h' é a distância vertical do assento do motorista até o centro de gravidade da carroceria que segundo Sekulic et al., 2013, é igual a 0,65m.

3.3.2 Modelo de Veículo com Representação da Dinâmica Lateral e Longitudinal (*Two Track Model*)

Sekulic et al., 2013, como já citado anteriormente só considera em seu trabalho a dinâmica vertical do ônibus, por tanto procurou-se na literatura trabalhos onde houvesse a consideração não só da dinâmica vertical, mas também das dinâmicas laterais e longitudinais.

Albinsson e Routledge, 2013, propuseram um modelo completo de veículo levando em conta a dinâmica nos três eixos principais. Primeiramente eles inseriram o modelo conhecido como “two track model” separadamente, cujas equações são apresentadas nas Equações 3.35 a 3.37 e uma representação do modelo pode ser vista na Figura 3.3:

$$m(\ddot{y} + V\dot{\psi}) = F_{y1}\cos\delta_1 + F_{y2}\cos\delta_2 + F_{y3} + F_{y4} + F_{x1}\sin\delta_1 + F_{x2}\sin\delta_2 \quad (3.35)$$

$$I_{zz}\ddot{\psi} = (F_{x4} - F_{x3})f_2 + (F_{x2}\cos\delta_2 - F_{y2}\sin\delta_2 - F_{x1}\cos\delta_1 + F_{y1}\sin\delta_1)f_1 + (F_{x1}\sin\delta_1 + F_{x2}\sin\delta_2 + F_{y1}\cos\delta_1 + F_{y2}\cos\delta_2)a - (F_{y4} + F_{y3})b \quad (3.36)$$

$$m\ddot{x}_s = F_{x2}\cos\delta_2 - F_{y2}\sin\delta_2 + F_{x1}\cos\delta_1 - F_{y1}\sin\delta_1 + F_{x3} + F_{x4} \quad (3.37)$$

onde $(\ddot{y} + V\dot{\psi})$ é a aceleração lateral do centro de gravidade do veículo, ψ é o ângulo de guinada do veículo, \ddot{x}_s é a aceleração longitudinal do centro de gravidade do veículo, F_{yi} são as forças laterais aplicadas aos quatro pneus, F_{xi} são as forças longitudinais aplicadas aos quatro pneus, f_2, f_1, a e b são dimensões geométricas do veículo que podem ser observadas na Figura 3.2, δ_i são os ângulos de esterçamento dos pneus.

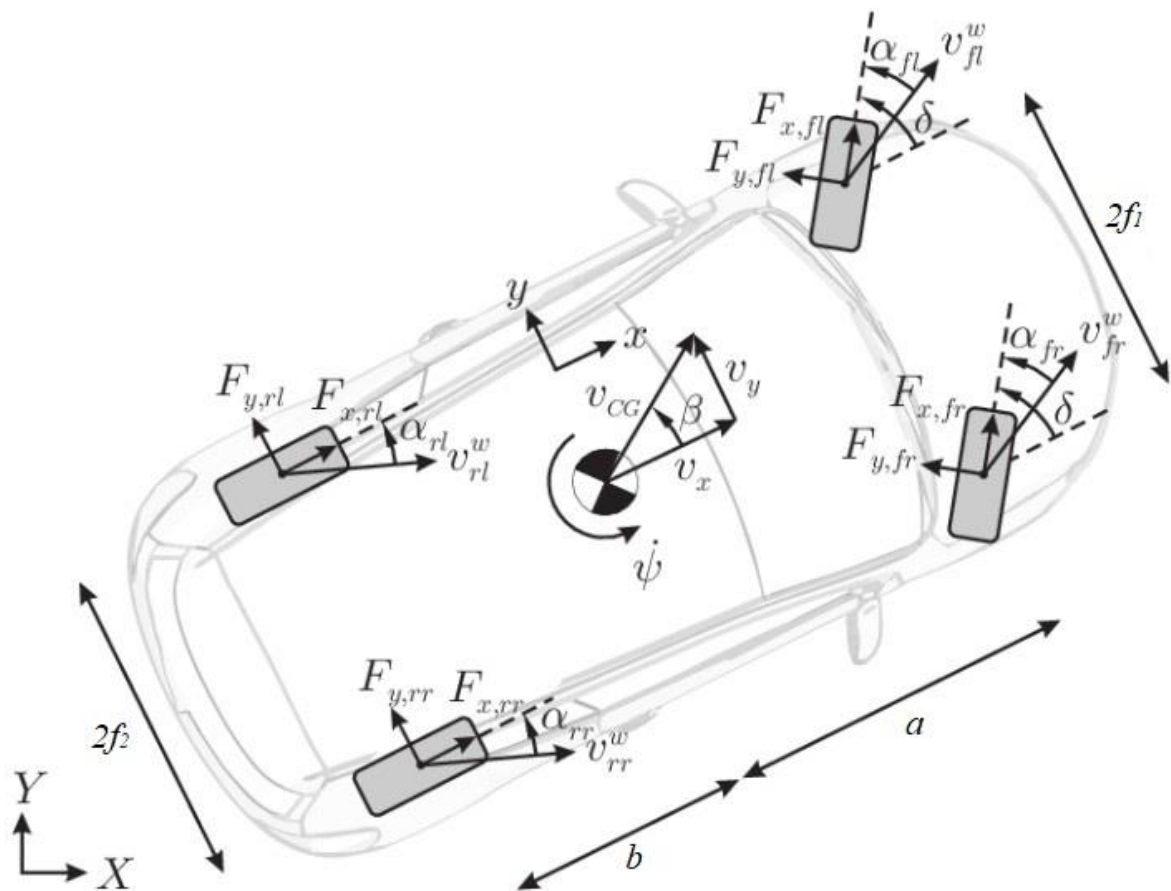


Figura 3.3 – Modelo com representação das dinâmicas lateral e longitudinal de um veículo.

Sekulic et al., 2013, por tratar somente da dinâmica vertical do ônibus, não fornece valores para os parâmetros de interesse para a representação da dinâmica lateral e longitudinal do veículo, como as forças F_{yi} e F_{xi} . Portanto, foi necessário buscar na literatura formas de como definir esses parâmetros a fim de se poder realizar uma análise da dinâmica lateral e longitudinal do veículo.

Adotou-se então a hipótese de pequenos ângulos de deslizamento, tal hipótese pode ser assumida no caso onde não acontecem frenagens nem acelerações bruscas e a superfície da pista está seca. Com essa hipótese as forças longitudinais, segundo Rajamani, 2006, são diretamente proporcionais ao escorregamento dos pneus:

$$F_{xf} = C_{\sigma f} \sigma_{xf} \quad (3.38)$$

$$F_{xr} = C_{\sigma r} \sigma_{xr} \quad (3.39)$$

onde F_{xf} corresponde as forças longitudinais nas rodas dianteiras, F_{xr} corresponde as forças longitudinais nas rodas traseiras, $C_{\sigma f}$ e $C_{\sigma r}$ são as rigidezes longitudinais dos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente e σ_{xf} e σ_{xr} são os escorregamentos dos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente.

A rigidez longitudinal do pneu então é aproximada considerando o ângulo de camber igual a zero, conforme apresentado por Ayalew et al., 2004. Considerando que o pneu sofre apenas pequenos escorregamentos longitudinais que variam entre 0 e 0,05%, as forças ainda mantém a relação de linearidade e assim considera-se tanto para os pneus traseiros quanto para os pneus dianteiros que a rigidez longitudinal é de 250kN / %.

Continuando com a hipótese de pequenos ângulos de deslizamento, ainda segundo Rajamani, 2006, as forças laterais são diretamente proporcionais a estes ângulos. Assim as forças dos pneus dianteiros e dos pneus traseiros podem ser calculas segundo as Equações 3.40 e 3.41, respectivamente:

$$F_{yf} = C_{\alpha f} \alpha_f \quad (3.40)$$

$$F_{yr} = C_{\alpha r} \alpha_r \quad (3.41)$$

onde C_{α_f} e C_{α_r} são os coeficientes de rigidez lateral dos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente e α_f e α_r são os ângulos de deslizamento dos pneus dianteiros e traseiros e podem ser calculados de acordo com as Equações 3.42 e 3.43, respectivamente:

$$\alpha_f = \delta - \left(\frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{v} \right) \quad (3.42)$$

$$\alpha_r = - \left(\frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{v} \right) \quad (3.43)$$

Como o coeficiente de rigidez lateral dos pneus também não é apresentado por Sekulic et al., 2013, decidiu-se procurar na literatura dados de ônibus similares a fim de se ter uma estimativa destes valores, encontrou-se então o trabalho de Yu et al., 2006, onde se nota a semelhança entre os dois ônibus conforme pode ser observado na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Comparação entre o Ônibus utilizado por Yu et al., 2006, e o IK-301, utilizado por Sekulic et al., 2013.

	Massa Total do Ônibus (kg)	Distância entre eixos (m)	Distribuição de Peso (dianteiro/traseiro)	C_{α_f} (N/grau)	C_{α_r} (N/grau)
Yu et al.	12393	6,2	35/65	2748	6380
IK-301	15890	5,65	35,5/64,5	-	-

Assim os valores do coeficiente de rigidez lateral foram considerados iguais aos apresentados por Yu et al., 2006. Este modelo de determinação das forças longitudinais e laterais apresenta diversas limitações como citado por Rajamani, 2006, não são consideradas forças de arrasto aerodinâmico, o modelo é limitado a pequenos ângulos de esterçamento e pequenos escorregamentos, não é considerada nenhuma inclinação lateral da pista e as forças de resistência ao rolamento são desprezadas.

3.4 Geração de Pistas Curvas

A análise de vibrações somente em pistas retas é bastante comum na literatura, porém ao se considerar pistas retas acaba-se empobrecendo a análise de vibrações longitudinal e lateral do veículo. Assim buscou-se na literatura como são feitos os projetos de curvas em rodovias.

Djalma et. al., 2010, em sua apostila sobre projeto geométrico de curvas nos diz sobre dois modelos de projetos de curvas, a curva circular horizontal de concordância e a curva de transição de concordância horizontal. A diferença entre ambas se dá na forma como é construída a curva, onde na curva circular horizontal de concordância a curva é um segmento de circunferência que liga dois trechos de pista, já na curva de transição de concordância horizontal é composta não só por um segmento de circunferência, mas por uma curva intermediária que liga um trecho de pista a um segmento de circunferência. Este segundo tipo de curvas é mais utilizado em curvas de pequeno raio a fim de se evitar que ocorra tombamento de veículos.

A fim de simplificação neste trabalho serão utilizadas somente curvas horizontais de concordância, ou seja, todas as curvas implementadas neste trabalho são segmentos de circunferência. O desenvolvimento de uma curva de raio R e ângulo central AC , ou seja, seu comprimento pode ser calculado então segundo a Equação 3.44:

$$D = \frac{\pi R AC}{180} \quad (3.44)$$

onde D é o desenvolvimento da curva. Os veículos em movimentos curvilíneos são submetidos a ação de forças transversais que correspondem a forças centrífugas. Assim, para equilibrar essas forças além da força de atrito são utilizadas superelevações da pista, que são inclinações da pista de forma a gerar uma força contrária a força centrífuga ajudando a manter o veículo dentro da curva. Essa superelevação é dispensável para raios de curvas muito grandes, e quanto maior o raio da curva menor a superelevação necessária para realizar a curva, isso pode ser observado na Tabela 3.5:

Tabela 3.5 – Raios mínimos de curva necessários segundo a velocidade do veículo e a superelevação da pista.

Superelevação máxima	Velocidade diretriz (km/h)					
	30	40	50	60	70	80
0%	450	800	1250	1800	2450	3200
4%	30	60	100	150	205	280
6%	25	55	90	135	185	250
8%	25	50	80	125	170	230
10%	25	45	75	115	155	210
12%	20	45	70	105	145	195

Observando a Tabela 3.5 nota-se que para se ter superelevação de 0% os raios de curva necessários são muito grandes, onde para uma velocidade de 80km/h chegam a ser maiores que 3 km, além disso os raios mínimos de curva aumentam com o aumento da velocidade do veículo e diminuem com o aumento da superelevação da pista.

Outro problema que surge ao lidar com pistas curvas é determinar qual o esterçamento necessário nos pneus para que o veículo realize as curvas. Segundo Rajamani, 2006, o ângulo de esterçamento necessário para fazer uma curva de raio R onde o erro da posição lateral do veículo seja igual a zero é definido pela Equação 3.45.

$$\delta = \frac{L}{R} + K_v a_y \quad (3.45)$$

onde L é a distância entre o eixo dianteiro e traseiro do veículo, a_y é a aceleração lateral do veículo e K_v é o coeficiente de subviragem e é definido pela Equação 3.46.

$$K_v = \frac{m_f}{2C_{\alpha f}} - \frac{m_r}{2C_{\alpha r}} \quad (3.46)$$

3.5 Normas de Conforto e Segurança Veicular

A fim de se realizar uma análise de conforto e saúde em relação à exposição a vibrações é necessária a apresentação de alguns conceitos fundamentais e a apresentação de algumas normas relevantes na realização da análise.

3.5.1 ISO 2631-1, 1997

A norma ISO 2631-1, 1997, tem como objetivo definir métodos de quantificação de vibrações de corpo inteiro em relação a saúde e ao conforto, a probabilidade da percepção de vibrações e a incidência de enjoo causado pela exposição a vibrações de corpo inteiro (VCI). Segundo a norma, veículos, maquinários agrícolas e alguns equipamentos industriais expõem as pessoas a vibrações periódicas e aleatórias que podem interferir nas atividades, no conforto e na saúde das pessoas expostas a essas vibrações. No anexo B da norma são fornecidas informações sobre os possíveis efeitos na saúde, já no anexo C são fornecidas informações sobre a percepção e o conforto de pessoas expostas a determinados níveis de vibração e no anexo D a incidência de enjoo causado pela exposição a VCIs.

Segundo a norma, a avaliação de vibrações de corpo inteiro deve ser feita levando em conta a aceleração ponderada nos três eixos quando o fator de crista for menor do que nove. Em casos onde o fator de crista é maior do que nove, ou acontecem choques ocasionais, a norma sugere outros dois métodos de avaliação, o VDV (Valor da Dose de Vibração) e o MTVV (Máximo Valor de Vibração Transiente), e ainda no caso onde a vibração em dois eixos tem valores comparáveis deve-se usar o vetor-soma. São estabelecidos então seis faixas subjetivas de conforto, conforme demonstrado na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Avaliação de Conforto em função dos Valores RMS ponderados. [Fonte: Adaptado de ISO 2631-1]

Aceleração	Sensação de Conforto
Menos que 0,315m/s ²	Sem sensação de desconforto
0,315m/s ² até 0,63m/s ²	Um pouco desconfortável
0,5m/s ² até 1m/s ²	Razoavelmente desconfortável
0,8m/s ² até 1,6m/s ²	Desconfortável
1,25m/s ² até 2,5m/s ²	Muito desconfortável
Maior que 2m/s ²	Extremamente desconfortável

A ISO 2631-1 não estabelece limites de exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro, mas sim estabelece uma zona de cautela conforme Figura 3.4, onde para exposições abaixo de tal zona, danos à saúde não foram claramente documentados ou observados, exposições acima da zona de cautela trariam prováveis danos à saúde, e exposições dentro da zona de cautela deve-se ter cuidado com potenciais danos à saúde. A norma diz que estas recomendações são baseadas em exposições que fiquem na faixa de quatro a oito horas diárias, e que para durações menores deve-se ter cuidado pois os resultados seriam incertos.

A norma apresenta duas possibilidades da dependência da resposta a vibração em relação ao tempo, representadas pelas Equações 3.47 e 3.48:

$$a_{w1}T_1^{1/2} = a_{w2}T_2^{1/2} \quad (3.47)$$

$$a_{w1}T_1^{1/4} = a_{w2}T_2^{1/4} \quad (3.48)$$

onde a_{wi} representa a aceleração ponderada em frequência e T_i representa o tempo de exposição. Na Figura 3.4 é possível ver a semelhança entre os resultados apresentados pelas duas equações para tempos de duração entre quatro e oito horas, onde a reta indicada como B.1 sinaliza os resultados obtidos através da Equação 3.47, e a reta indicada como B.2 sinaliza os resultados obtidos através da Equação 3.48.

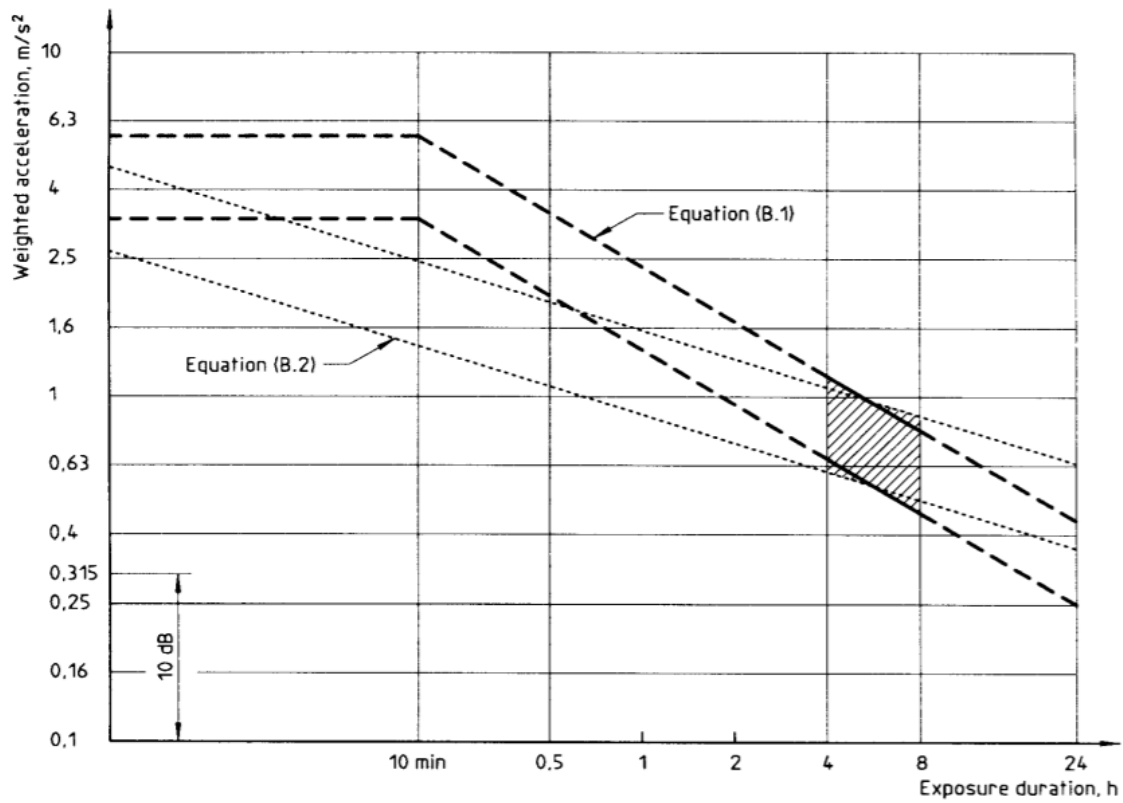


Figura 3.4 – Zonas de Cautela para avaliação da exposição a VCI quanto a saúde. [Fonte: ISO 2631-1]

3.5.2 Diretiva Europeia 2002/44/EC

A Diretiva Europeia 2002/44/EC estabelece prescrições mínimas em matéria da proteção dos trabalhadores contra os riscos para a sua segurança e saúde resultantes da exposição a vibrações mecânicas. A diretiva ainda propõe aos países membros da União Europeia a possibilidade de escolha entre dois parâmetros de avaliação:

- Valor da dose de Vibração (VDV): com um valor limite fixado em $21\text{m/s}^{1,75}$, e com um nível de ação de $9,1\text{m/s}^{1,75}$.
- Aceleração normalizada para um período de 8 horas ($A(8)$): com um valor limite fixado em $1,15\text{m/s}^2$, e com um nível de ação de $0,5\text{m/s}^2$.

Em ambos os casos deve-se utilizar o mais elevado dos valores correspondentes aos eixos ortogonais. A norma ainda diz que todos os países que tiverem limites inferiores aos definidos nesta norma devem manter estes limites. A avaliação do nível de exposição pode ser efetuada

através de uma estimativa baseada nas informações relativas ao nível de emissão dos equipamentos de trabalho utilizados fornecidas pelos fabricantes destes materiais e da observação das práticas de trabalho específicas, ou por medição.

3.5.3 Legislação Brasileira (NR-9 e NR-15)

A Consolidação das Leis do Trabalho (CLT) regulamenta todos os aspectos relacionados a saúde e segurança do trabalhador, estando efetivada através das normas regulamentadoras (NRs) vigentes. No âmbito da exposição de trabalhadores a vibrações, duas NRs se destacam, a Norma Regulamentadora (NR-9) que trata do Programa de Prevenção de Riscos Ambientais e a NR-15 que trata das Atividades e Operações Insalubres. As NRs são de cumprimento obrigatório por parte das empresas que possuem qualquer funcionário no regime de CLT.

Segundo a NR-9 vibração é considerado como um agente físico, ao qual devem ser tomadas medidas de controle a fim de mitigar ou reduzir a limites aceitáveis a exposição dos trabalhadores. O Anexo 1 da NR-9 trata especificamente de Vibração e determina métodos para realização de avaliações preliminares e quantitativas da exposição, além de propor medidas preventivas e corretivas.

A NR-9 em seu subitem 9.3.5.1 diz que deverão ser tomadas medidas de controle visando eliminar ou reduzir riscos ambientais sempre que forem verificadas uma ou mais das seguintes situações:

- a) identificação, na fase de antecipação, de risco potencial à saúde;*
- b) constatação, na fase de reconhecimento de risco evidente à saúde;*
- c) quando os resultados das avaliações quantitativas da exposição dos trabalhadores excederem os valores dos limites previstos na NR-15 ou, na ausência destes os valores limites de exposição ocupacional adotados pela ACGIH - American Conference of Governmental Industrial Hygienists, ou aqueles que venham a ser estabelecidos em negociação coletiva de trabalho, desde que mais rigorosos do que os critérios técnico-legais estabelecidos;*
- d) quando, através do controle médico da saúde, ficar caracterizado o nexo causal entre danos observados na saúde os trabalhadores e a situação de trabalho a que eles ficam expostos.*

A NR-15 em seu Anexo 8 regulamenta a insalubridade decorrente da exposição de trabalhadores ao agente físico vibração, e além disso determina que a insalubridade gerada pela exposição a vibrações é de grau médio o que gera uma indenização mensal de 20% sobre o salário mínimo vigente para o trabalhador, além da realização de jornadas de trabalho especiais:

1. As atividades e operações que exponham os trabalhadores, sem a proteção adequada, às vibrações localizadas ou de corpo inteiro, serão caracterizadas como insalubres, através de perícia realizada no local de trabalho.

2. A perícia, visando a comprovação ou não da exposição, deve tomar por base os limites de tolerância definidos pela Organização Internacional para a Normalização - ISO, em suas normas ISO 2631 e ISO/DIS 5349 ou suas substitutas.

2.1. Constarão obrigatoriamente do laudo da perícia:

a) o critério adotado;

b) o instrumental utilizado;

c) a metodologia de avaliação;

d) a descrição das condições de trabalho e o tempo de exposição às vibrações;

e) o resultado da avaliação quantitativa;

f) as medidas para eliminação e/ou neutralização da insalubridade, quando houver;

3. A insalubridade, quando constatada, será de grau médio.

A NR-15 não determina limites para a exposição de trabalhadores a vibrações, com isso como a NR-15 não previa o uso dos valores propostos pela ACGIH, houve momentos de grande insegurança jurídica no país pois não se tinham um consenso sobre a definição de o que geraria insalubridade para os trabalhadores. Com isso em 2014 o Ministério do Trabalho e Emprego, editou a Portaria nº1297 que instituiu o Anexo 1 da NR-9 (Vibração). Neste anexo foram instituídos indicadores da exposição a vibração, especificamente o valor da dose de vibração resultante (VDVR) e a aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*), ambas com valores associados aos níveis de ação e ao limite de exposição diários, conforme apresentado na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Níveis de Ação e Limites de Exposição estabelecidos pelo Anexo 1 da NR-9

Indicador	Nível de Ação	Limite de Exposição
VDVR	9,1 m/s ^{1,75}	21 m/s ^{1,75}
Aren	0,5 m/s ²	1,1 m/s ²

3.5.4 ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists)

A ACGIH estabelece a necessidade de realização de uma análise espectral por bandas de um terço de oitava de frequência em cada um dos três eixos ortogonais independentes, e a comparação dos resultados obtidos no caso de vibração vertical com a Figura 3.5, e para o caso de vibração longitudinal ou lateral com a Figura 3.6. O eixo que apresenta o pico espectral mais alto é considerado como o eixo dominante e assim determina qual a máxima exposição diária permitida pela norma.

É importante ressaltar que a normatização fornecida pela ACGIH não tem caráter de cumprimento obrigatório no seu país de origem, tal normatização deveria ser estabelecida pela OSHA (*Occupational Safety and Health Administration*), sendo essa vinculada ao *United States Department of Labor*.

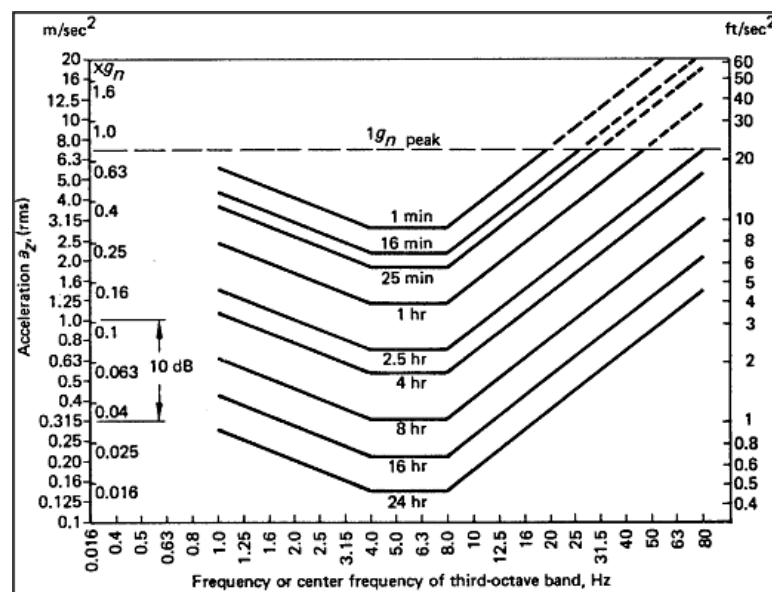


Figura 3.5 – Limites da Aceleração em função do tempo de exposição e da banda de frequência para o caso de vibração vertical. [Fonte: ACGIH, 2013]

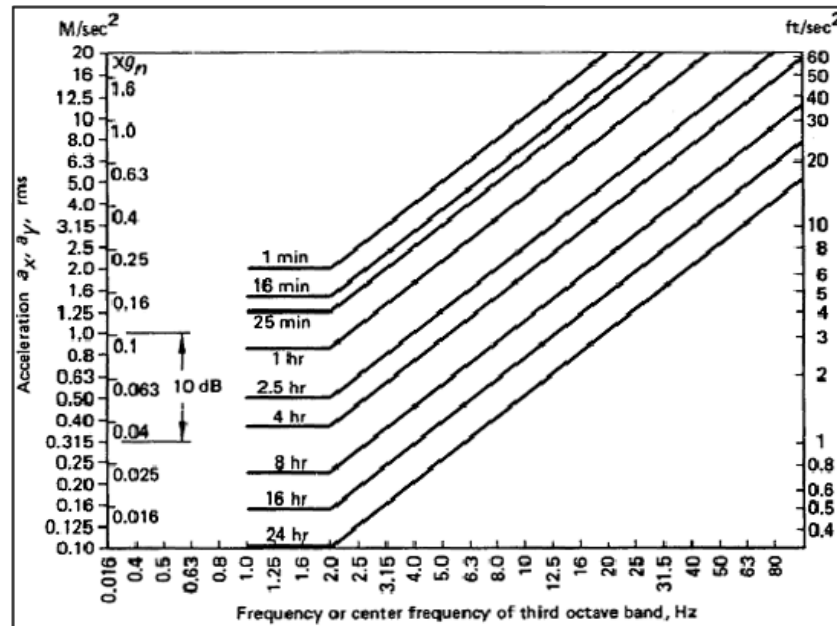


Figura 3.6 – Limites da Aceleração em função do tempo de exposição e da banda de frequência para o caso de vibração Longitudinal e Lateral. [Fonte: ACGIH, 2013]

3.6 Métodos de Solução das Equações Diferenciais de Movimento

3.6.1 Método de Newmark

Newmark, 1959, propôs um método de integração direta das equações de movimento que consiste em procedimentos numéricos do tipo passo a passo que não requerem o cálculo prévio das características dinâmicas da estrutura evitando assim um significativo esforço computacional. Dentre os métodos de integração direta, o método de Newmark é classificado como um método implícito, pois utiliza as equações no instante $t + \Delta t$ para calcular a resposta neste mesmo instante. A convergência e a exatidão da solução encontrada dependerão da capacidade das funções para representarem a aceleração com precisão dentro de cada intervalo de tempo Δt , bem como o tamanho deste intervalo de tempo.

O método de Newmark usa como hipótese que a aceleração varia linearmente dentro de um intervalo de tempo, sendo conhecidos a posição e a velocidade no instante de tempo t_0 . Assim pode-se calcular a aceleração no instante t_0 através da Equação 3.49.

$$\vec{\ddot{x}}_0 = \mathbf{M}^{-1} * (\vec{F}_0 - \mathbf{C}\vec{\dot{x}}_0 - \mathbf{K}\vec{x}_0) \quad (3.49)$$

Com a aceleração sendo conhecida no instante t_0 , pode-se calcular a posição, a velocidade e a aceleração no instante t_{i+1} através das Equações 3.50, 3.51 e 3.52 respectivamente:

$$\vec{x}(t_{i+1}) = (a_0\mathbf{M} + a_5\mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1}\{\vec{F}(t_{i+1}) + \mathbf{M}[a_0\vec{x}(t_i) + a_1\vec{\dot{x}}(t_i) + a_2\vec{\ddot{x}}(t_i)] + \mathbf{C}[a_5\vec{x}(t_i) + a_6\vec{\dot{x}}(t_i) + a_7\vec{\ddot{x}}(t_i)]\} \quad (3.50)$$

$$\vec{\dot{x}}(t_{i+1}) = a_5[\vec{x}(t_{i+1}) - \vec{x}(t_i)] - a_6\vec{\dot{x}}(t_i) - a_7\vec{\ddot{x}}(t_i) \quad (3.51)$$

$$\vec{\ddot{x}}(t_{i+1}) = a_0[\vec{x}(t_{i+1}) - \vec{x}(t_i)] - a_1\vec{\dot{x}}(t_i) - a_2\vec{\ddot{x}}(t_i) \quad (3.52)$$

onde $\vec{x}(t_{i+1})$, $\vec{\dot{x}}(t_{i+1})$ e $\vec{\ddot{x}}(t_{i+1})$ são o deslocamento, a velocidade e a aceleração no instante de tempo t_{i+1} , e $\vec{x}(t_i)$, $\vec{\dot{x}}(t_i)$ e $\vec{\ddot{x}}(t_i)$ são o deslocamento, a velocidade e a aceleração no instante de tempo t_i . As constantes a_i são constantes associadas ao método de Newmark e são definidas através das Equações 3.53 até 3.59:

$$a_0 = \frac{1}{\alpha\Delta t^2} \quad (3.53)$$

$$a_1 = \frac{1}{\alpha\Delta t} \quad (3.54)$$

$$a_2 = \frac{1}{2\alpha} - 1 \quad (3.55)$$

$$a_5 = \frac{\delta}{\alpha\Delta t} \quad (3.56)$$

$$a_6 = \frac{\delta}{\alpha} - 1 \quad (3.57)$$

$$a_7 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \quad (3.58)$$

onde γ e α são parâmetros associados ao método que definem a estabilidade do método. Newmark, 1959, obteve um método incondicionalmente estável na solução de problemas lineares, utilizando $\gamma = 0,5$ e $\alpha = 0,25$.

3.6.2 Método da Análise Espectral

A função de autocorrelação de um processo pode ser definida como o quanto um sinal é correlacionado com ele mesmo em diferentes instantes de tempo. Newland, 1993, definiu a função de autocorrelação de um processo aleatório $x(t)$ como o produto $x(t)x(t + \tau)$. Caso o processo seja estacionário o valor $E[x(t)x(t + \tau)]$ será independente do tempo t , e dependerá apenas do tempo de separação τ . Assim para um processo estacionário a função de autocorrelação é definida segundo Newland, 1993, como:

$$R_x(\tau) = E[x(t)x(t + \tau)] \quad (3.59)$$

onde $R_x(\tau)$ é a função de autocorrelação, $x(t)$ é o valor do sinal no instante de tempo t , $x(t + \tau)$ é o valor do sinal no instante de tempo $t + \tau$ e $E[x(t)x(t + \tau)]$ é o valor esperado da multiplicação de $x(t)x(t + \tau)$. Os valores da função de autocorrelação podem variar de -1 a 1, onde valores negativos representam uma anticorrelação com -1 representando uma anticorrelação perfeita, valores positivos representam uma correlação com 1 representando uma correlação perfeita, e 0 representando uma ausência de correlação.

Segundo Newland, 1993, como o histórico de tempo $x(t)$ de um processo aleatório natural não é periódico este não pode ser representado por uma série de Fourier discreta. Para um processo estacionário $x(t)$ a condição:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)| dt < \infty \quad (3.60)$$

exigida para a existência da transformada de Fourier não é satisfeita e, portanto, não se pode aplicar a teoria clássica da análise por Fourier. Segundo Newland, 1993, uma forma de contornar esse problema é analisando não somente as funções do processo, mas sim, sua função de autocorrelação $R_x(\tau)$.

A lógica por trás dessa abordagem é que a função de autocorrelação $R_x(\tau)$ contém informações sobre as frequências presentes no processo aleatório visto que $R_x(\tau)$ assume valores máximos para valores de τ onde $x(t)$ e $x(t + \tau)$ estão em fase, ou seja, possuem

correlação positiva, e assume valores mínimos para valores de τ $x(t)$ e $x(t + \tau)$ estão em antifase, ou seja, possuem anticorrelação. Se o valor zero de um processo aleatório $x(t)$ é normalizado, o valor médio de $E[x]$, deve ser igual a zero, assim como $x(t)$ não tem componentes periódicos:

$$R_x(\tau \rightarrow \infty) = 0 \quad (3.61)$$

e assim a condição necessária para a existência da transformada de Fourier:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\tau) d\tau < \infty \quad (3.62)$$

é satisfeita. Assim a transformada de Fourier da função de autocorrelação é dada por:

$$S_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.63)$$

onde $S_x(\omega)$ é a densidade espectral do processo x e é função da frequência angular ω . A inversa da transformada de Fourier da função de autocorrelação pode ser obtida conforme a Equação 3.64:

$$R_x(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (3.64)$$

Assumindo que $\tau = 0$, obtém-se que:

$$R_x(\tau = 0) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega \quad (3.65)$$

Combinando então as Equações 3.56 e 3.61, obtém-se a Equação 3.65:

$$E[x^2] = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega \quad (3.65)$$

onde $E[x^2]$ é a variância de um processo aleatório x . Assim, segundo Newland, 1993, a variância de um processo aleatório x é dada pela integral da densidade espectral $S_x(\omega)$ em função da frequência angular ω , com isso o valor eficaz RMS pode ser obtido aplicando-se a raiz quadrada na Equação 3.65:

$$RMS = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega} \quad (3.66)$$

4 METODOLOGIA PROPOSTA

Neste capítulo são apresentados os procedimentos e os parâmetros utilizados para obtenção dos resultados, além das validações comparando com outros trabalhos apresentados na literatura. Os resultados obtidos neste trabalho foram obtidos através do uso de duas metodologias diferentes, a análise no domínio do tempo que apresenta um registro temporal da resposta, mas tem um maior custo computacional, e o método no domínio da frequência que tem uma maior precisão e um menor custo computacional. Na Figura 4.1 é possível ver um fluxograma das etapas realizadas durante o desenvolvimento do trabalho.

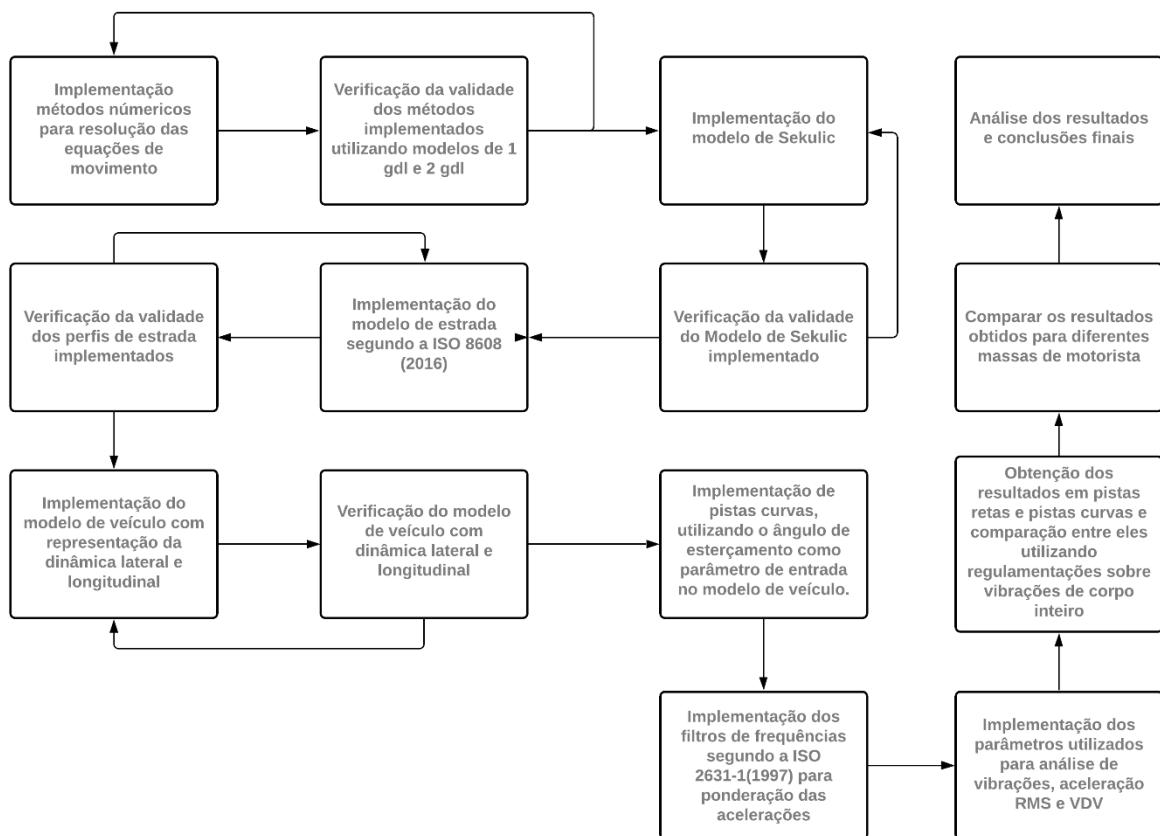


Figura 4.1 – Fluxograma das etapas realizadas no desenvolvimento do trabalho.

4.1 Validação da Rotina Implementada para o Método de Newmark

A fim de validar a rotina implementada para o método de Newmark, gerou-se uma excitação harmônica segundo a Equação 4.1 na base de um sistema de um grau de liberdade conforme Figura 4.2.

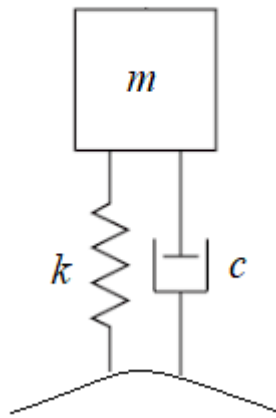


Figura 4.2 – Sistema de um Grau de Liberdade

$$Z = Z_0 * \sin(\omega t) \quad (4.1)$$

Assim a equação de movimento se apresenta segundo a Equação 4.2.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c * \omega * Z_0 * \cos(\omega t) + k * Z_0 * \sin(\omega t) \quad (4.2)$$

A solução para a Equação 4.2 é conhecida e pode ser feita analiticamente, portanto pode-se comparar a solução analítica com a obtida através do método de Newmark para se validar a rotina desenvolvida. A Equação 4.3 apresenta tal solução.

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (4.3)$$

onde X e ϕ são constantes a serem determinadas, e podem ser calculadas conforme as Equações 4.4 e 4.5, respectivamente.

$$X = Z_0 \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \quad (4.4)$$

$$\phi = \text{arctg} \left(\frac{2\zeta r^3}{1+(4\zeta^2-1)r^2} \right) \quad (4.5)$$

onde r é a relação entre a frequência natural do sistema e a frequência de excitação e ζ é a razão de amortecimento do sistema. Na Tabela 4.1 são apresentados os parâmetros utilizados para validar o método de Newmark para um sistema de um grau de liberdade.

Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados para o sistema de um grau de liberdade.

Parâmetro	Valor
Z_0	0,1 m
ω	3,14 rad/s
m	1000 kg
k	300000 N/m
ζ	0,5
$c = 2\zeta\sqrt{k * m}$	17320,50 Ns/m

Na Figura 4.3 são apresentadas as soluções analíticas e pelo método de Newmark sobrepostas, onde se nota a grande semelhança entre os resultados obtidos.

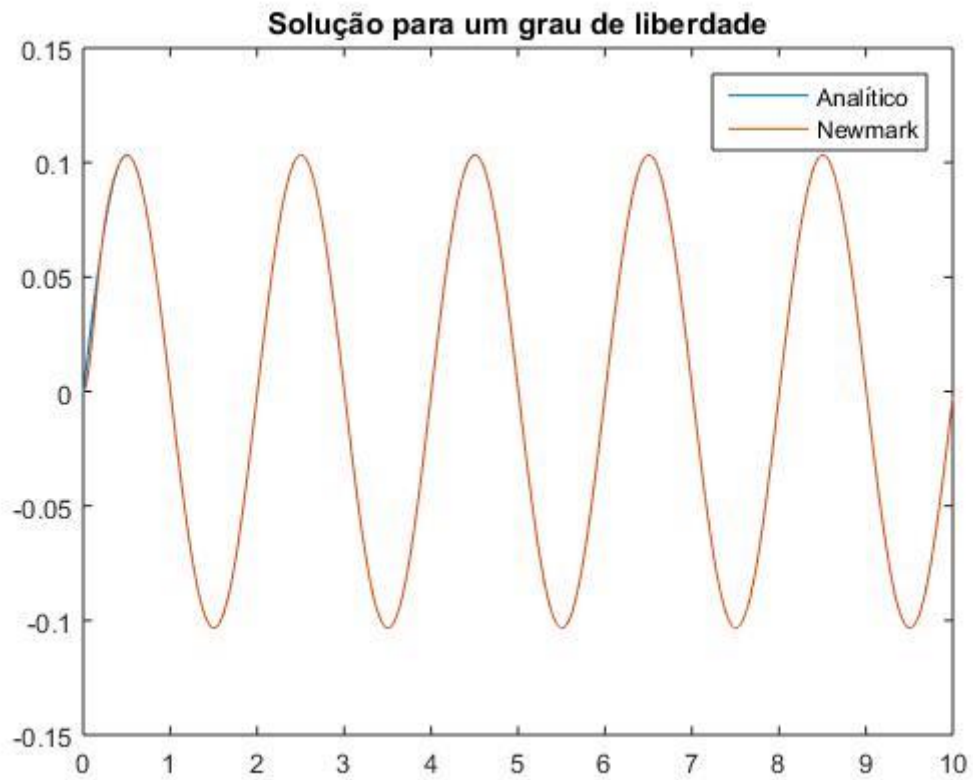


Figura 4.3 – Solução Analítica e Numérica para um sistema com um GDL.

Fez-se também uma verificação da rotina com um modelo de um quarto de veículo composto por dois graus de liberdade, tal sistema também pode ser resolvido analiticamente. Os parâmetros associados ao modelo de um quarto de veículo são apresentados na Tabela 4.2 e o modelo pode ser observado na Figura 4.4.

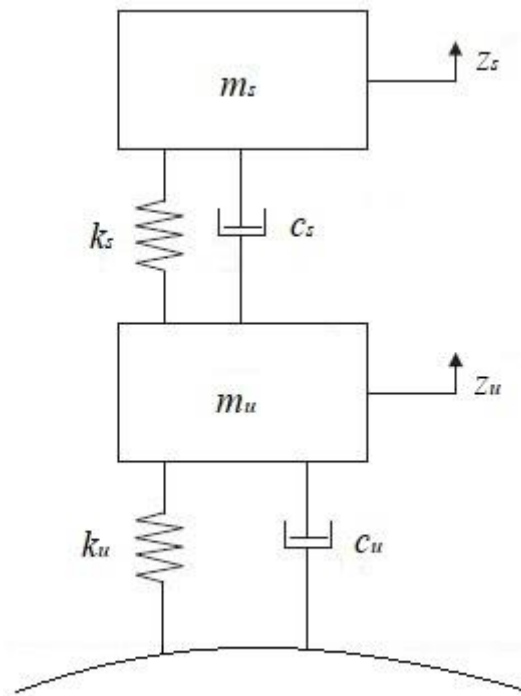


Figura 4.4 – Sistema com 2 Graus de Liberdade

Tabela 4.2 – Parâmetros do Modelo com Dois Graus de Liberdade.

Parâmetro	Valor
Z_0	0,1 m
ω	3,14 rad/s
m_u	20 kg
m_s	100 kg
k_u	60000 N/m
k_s	6000 N/m
c_u	600 Ns/m
c_s	0 Ns/m

Observando-se as Figuras 4.5 e 4.6 nota-se que no primeiro ciclo há uma pequena discrepância entre os resultados obtidos para a solução analítica e numérica, isso se deve às condições iniciais assumidas para resolução pelo método de Newmark, onde se assumiu que a

posição e a velocidade inicial de ambos os corpos são iguais a zero, porém após o primeiro ciclo a solução numérica converge na solução analítica, portanto é considerada como válida a implementação do método de Newmark.

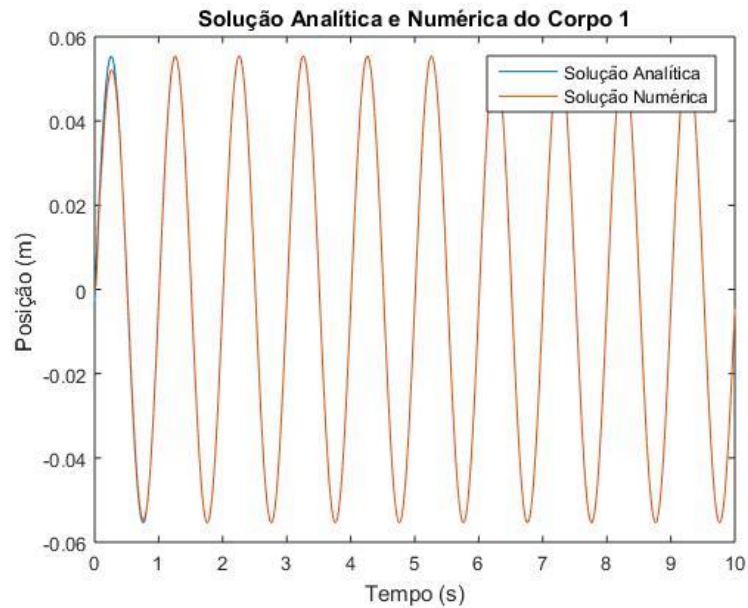


Figura 4.5 – Comparação entre solução analítica e numérica da massa não suspensa.

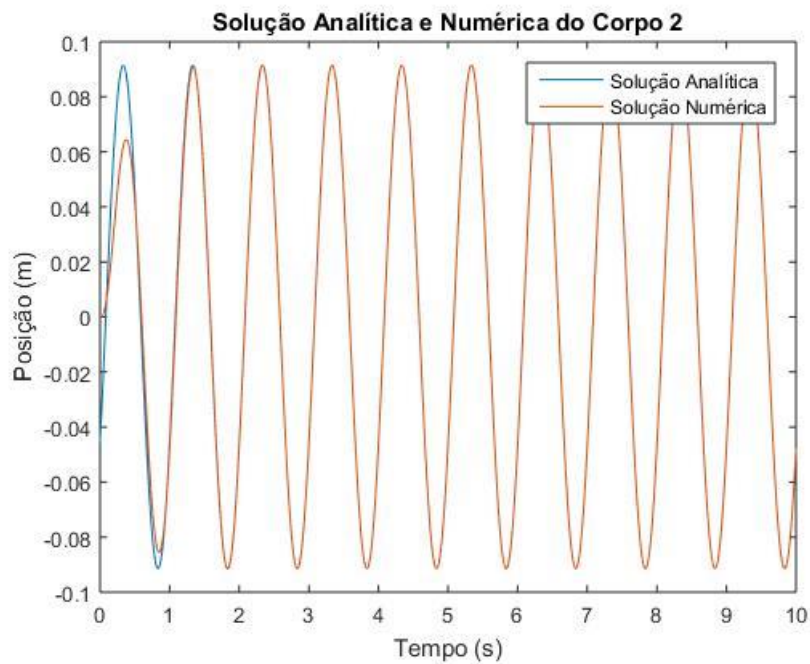


Figura 4.6 – Comparação entre solução analítica e numérica da massa suspensa.

4.2 Validação da Geração do Perfil da Estrada

A norma ISO 8608, 2016, propõe diversas classificações para as estradas de acordo com a rugosidade dos perfis de estrada, essa classificação é feita levando em conta uma PSD de velocidade constante, ou seja, o coeficiente de ajuste da PSD w é igual a 2, esta classificação pode ser vista na Figura 3.1 do Capítulo 3. A fim de se validar então geraram-se estes perfis no Matlab e obteve-se um gráfico em escala logarítmica da densidade espectral de potência em função da frequência espacial conforme Figura 4.7.

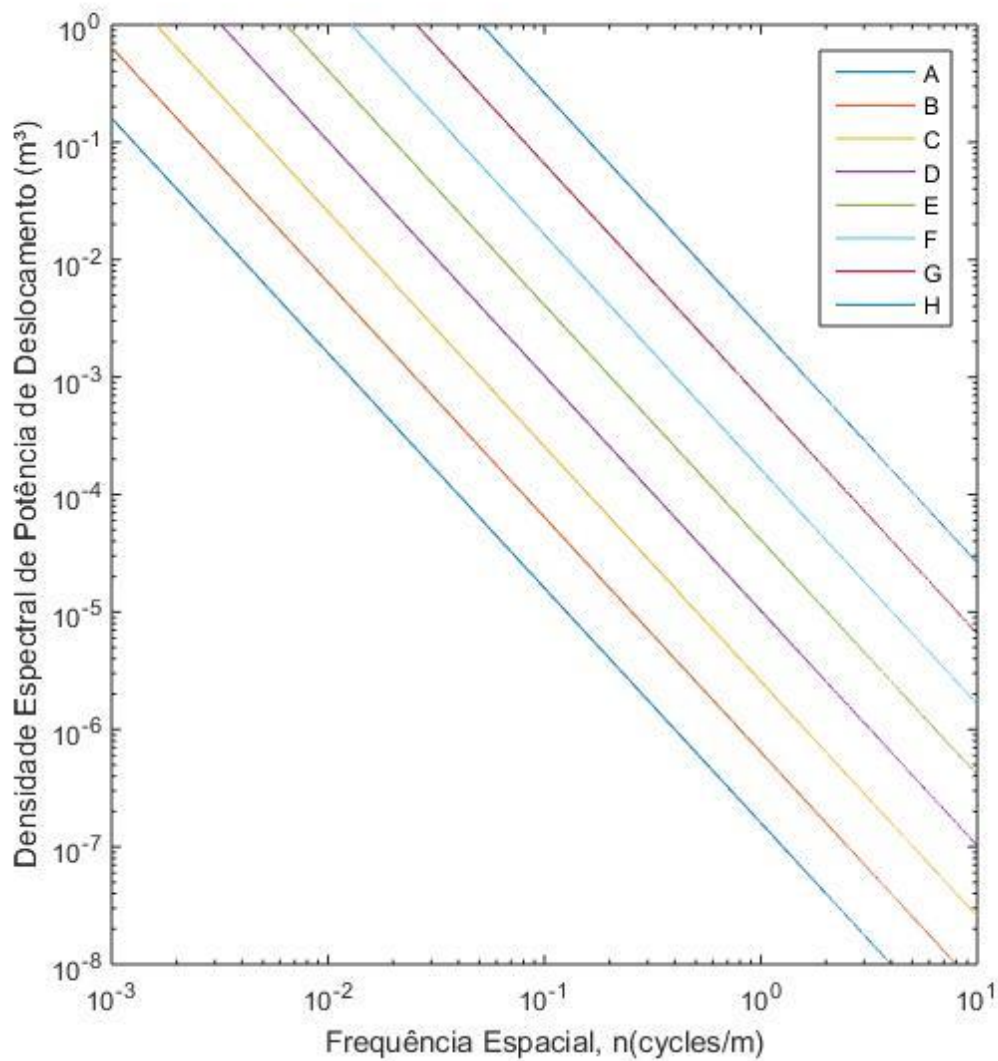


Figura 4.7 – Densidade Espectral de Potência dos perfis de pista gerados em função da frequência espacial.

Ao se comparar os dados apresentados pela ISO 8608, 2016, e os obtidos no presente trabalho, nota-se a semelhança, sendo ambos representados por retas igualmente espaçadas e decrescentes. Na Figura 4.8 é apresentado o perfil de estrada utilizado por Sekulic, 2013, em seu trabalho. Sekulic utilizou um modelo diferente do proposto pela norma ISO, utilizando o modelo estocástico de Braun para geração do perfil de estrada, foi considerada por ele que a estrada era de uma qualidade excelente e que o ônibus trafegava a uma velocidade constante de 100km/h durante sete segundos, tal perfil de estrada é apresentado na Figura 4.8.

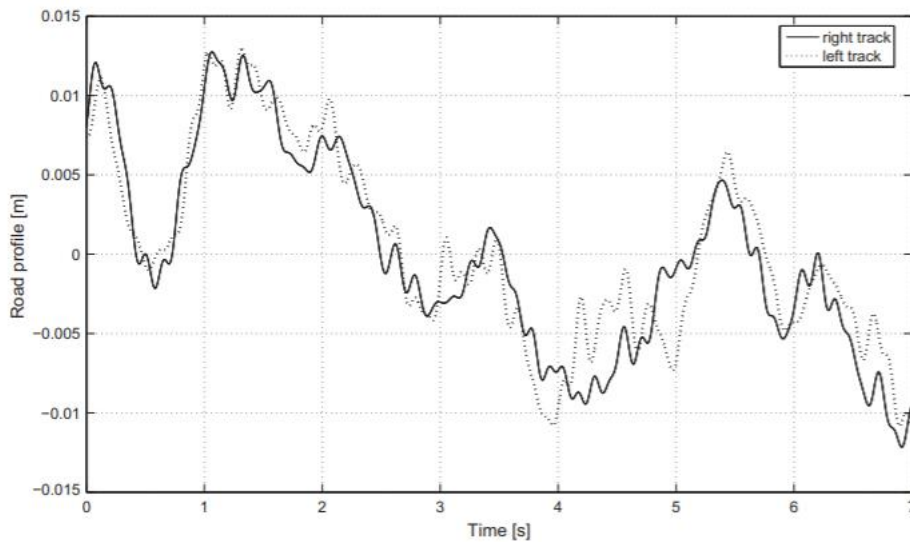


Figura 4.8 – Perfil de estrada gerado por Sekulic et al., 2013.

A fim de se validar então a geração do perfil da estrada gerou-se um perfil de excelentes condições utilizando-se da norma ISO 8608, 2016, e mantendo-se o tempo de duração de 7 segundos e a velocidade do veículo em 100km/h.

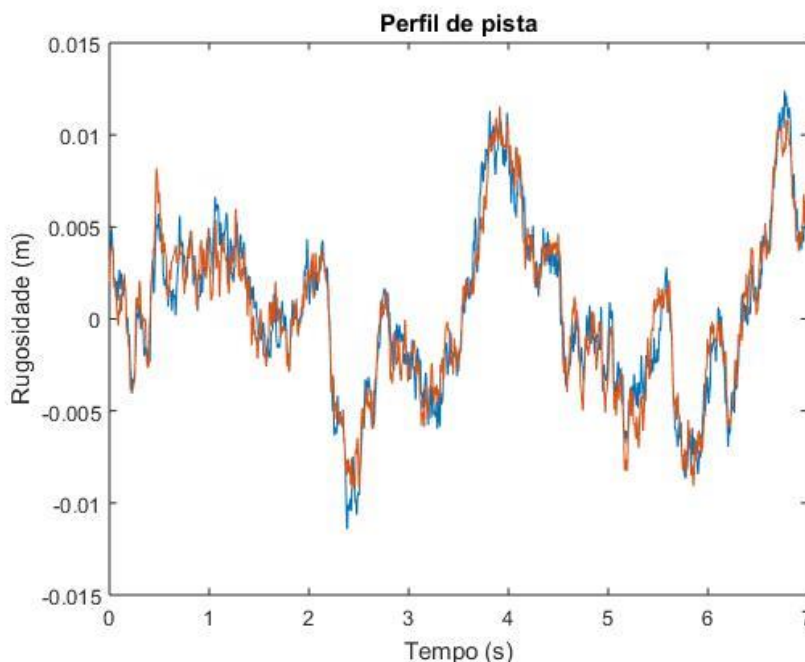


Figura 4.9 – Perfil de estrada de classificação A gerado de acordo com a ISO 8608, 2016.

Comparando as Figuras 4.8 e 4.9 nota-se a semelhança entre os dois modelos de representação de estradas, os dois perfis tem picos de rugosidade entre 0,01 e 0,015m, mas se mantem em sua maioria dentre os limites de -0,01m até 0,01m, as pequenas diferenças entre os picos podem ser explicadas pelo diferente modelo utilizado por Sekulic et al., 2013 para geração do perfil de estrada. Além disso, deve-se lembrar que para a geração dos perfis de pista através da Equação 3.15 há a variável aleatória ψ_k , que varia com distribuição uniforme entre 0 e 2π , ou seja, cada perfil gerado será ligeiramente diferente do outro.

4.3 Validação do modelo com representação da dinâmica vertical completa

A fim de validar a rotina desenvolvida para simular a dinâmica vertical do modelo oscilatório do ônibus IK-301 proposto por Sekulic et al., 2013, realizou-se uma simulação do modelo implementado em condições parecidas com as utilizadas pelos autores em seu trabalho.

Considerou-se então o ônibus andando a uma velocidade constante de 100km/h por sete segundos a fim de se comparar os valores de aceleração obtido pelos autores com os obtidos no presente trabalho. Uma das dificuldades conforme citado anteriormente foi o modelo de estrada

utilizado no presente trabalho ser diferente do utilizado por Sekulic et al., 2013, em seu trabalho, visto que os referidos autores utilizaram o modelo estocástico de Braun para geração do perfil de estrada, e no presente trabalho é utilizada a norma ISO 8608, 2016, como base para geração do perfil de estrada. O perfil de estrada utilizado foi de categoria A, ou seja, uma estrada de excelente qualidade visto que os autores em seu trabalho utilizaram também uma estrada de excelente qualidade.

A aceleração obtida no assento do motorista é apresentada na Figura 4.10.

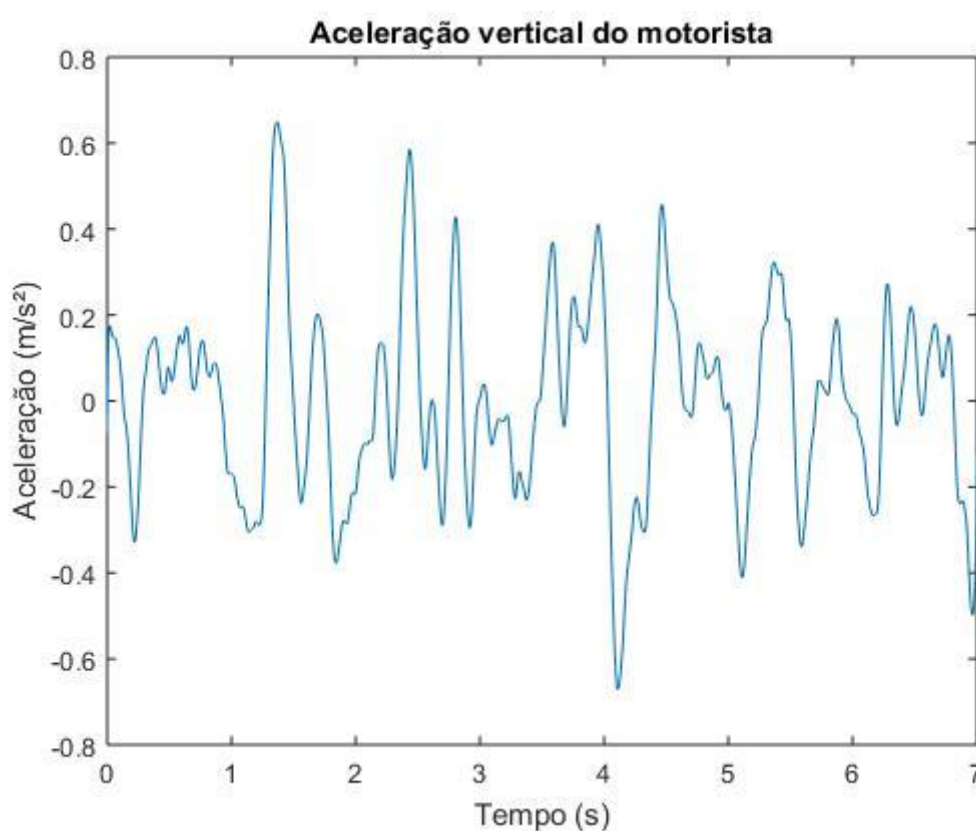


Figura 4.10 – Aceleração no assento do motorista.

Sekulic et al., 2013, afirmam que os picos de aceleração foram de $1,3\text{m/s}^2$ e $-1,4\text{m/s}^2$, mas por grande parte da simulação a aceleração se manteve entre $-0,5\text{m/s}^2$ e $0,5\text{m/s}^2$. Analisando a Figura 4.10 nota-se que a aceleração obtida no assento do motorista tem picos de $-0,6\text{m/s}^2$ e $0,6\text{m/s}^2$, valores bem distintos dos obtidos pelos autores, porém assim como no trabalho de Sekulic et al., 2013, a aceleração se manteve por boa parte do tempo entre os valores de $-0,5\text{m/s}^2$ e $0,5\text{m/s}^2$.

Os autores ainda relatam terem obtido uma aceleração RMS ponderada de 0,23 m/s², enquanto na rotina desenvolvida o valor de aceleração RMS ponderada obtida foi de 0,2237 m/s², valor muito próximo do obtido pelos autores. Essa diferença entre os picos de acelerações pode ser atribuída aos diferentes modelos de caracterização dos perfis de estrada utilizados no presente trabalho, além da própria aleatoriedade presente nestes modelos de geração dos perfis de pista.

4.4 Espectro de Frequências, Ponderação, Valores RMS e de Quarta Potência

A fim de se validar a geração do espectro de frequências e dos valores RMS gerou-se um sinal senoidal com tempo de duração de 10 s, frequência de 5 Hz e amplitude igual a 2, conforme a Equação 4.6 e representado na Figura 4.11:

$$x = 2 * \text{sen}(5 * 2\pi * t) \quad (4.6)$$

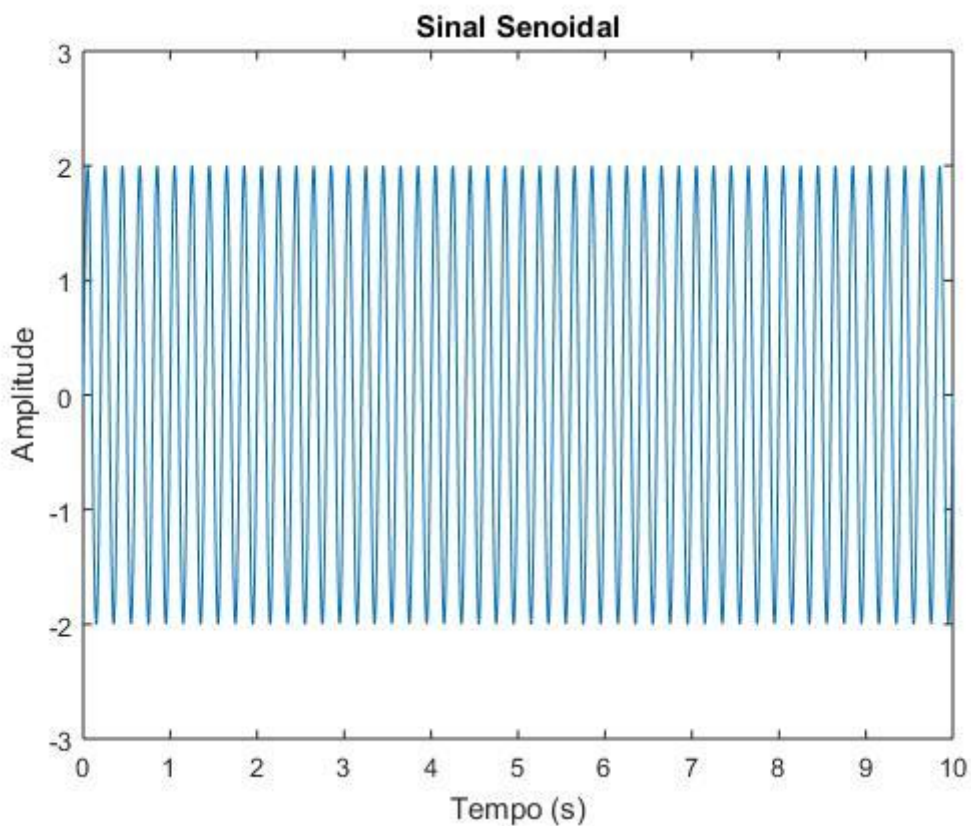


Figura 4.11 – Sinal Senoidal

Como o sinal é harmônico, ao se aplicar a transformada rápida de Fourier, espera-se que no espectro de frequências obtido, obtenha-se um pico na frequência de 5 Hz com amplitude igual a 2. Isso pode ser observado na Figura 4.12.

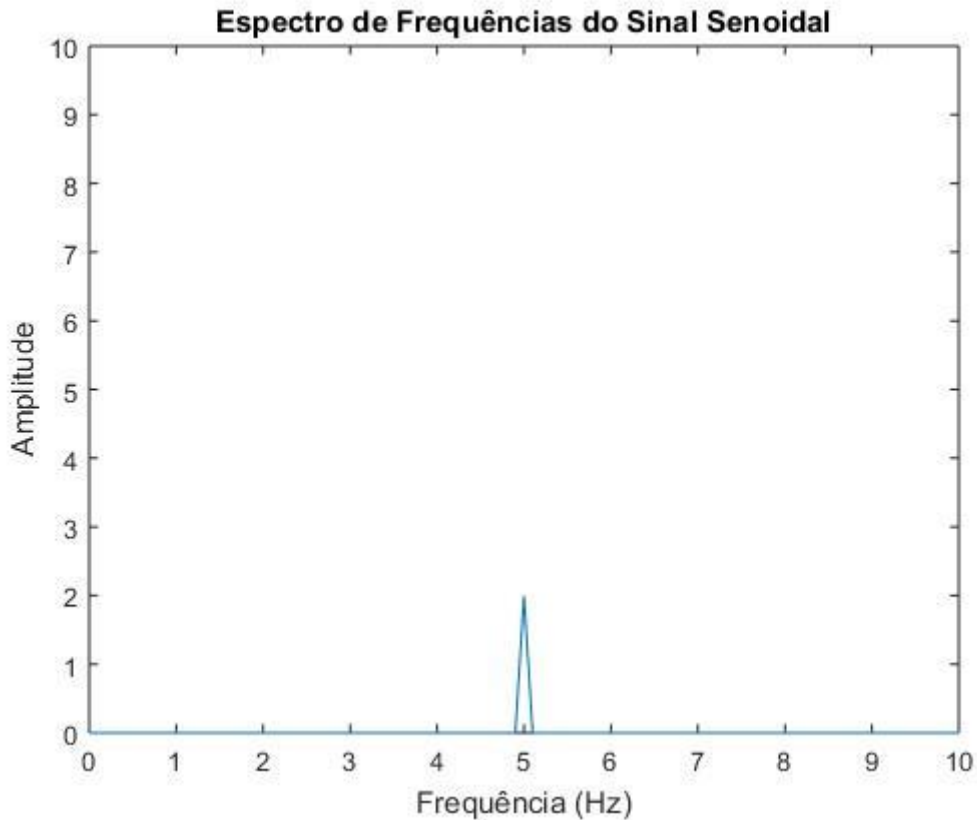


Figura 4.12 – Espectro de Frequências do Sinal Senoidal.

O valor RMS de um sinal senoidal de amplitude A pode ser determinado conforme a Equação 4.7:

$$RMS = \frac{A}{\sqrt{2}} \quad (4.7)$$

O valor obtido através da rotina implementada para cálculo do valor RMS através da Equação 4.7 em Matlab foi de 1,4141, enquanto o valor analítico obtido através da mesma equação é de 1,4142. A amplitude obtida na rotina desenvolvida para obtenção do espectro de frequências foi de 1,996 conforme esperado próximo a amplitude do sinal que é de 2, assim são

consideradas válidas as rotinas para obtenção do espectro de frequências e para obtenção de valores RMS.

A densidade espectral de potência do sinal pode ser vista na Figura 4.13.

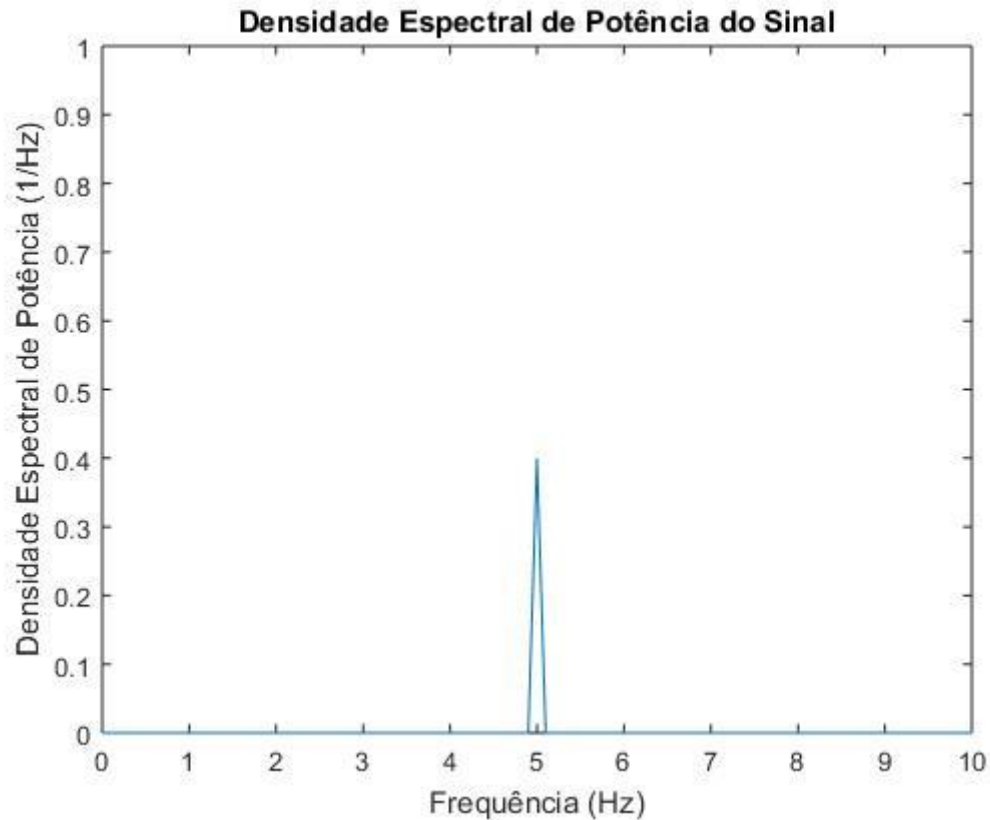


Figura 4.13 – Densidade Espectral de Potência do Sinal apresentado na Figura 4.11.

Utilizando a ISO 2631-1, 1997, como referência e considerando-se que o sinal senoidal apresentado na Equação 4.6 seja uma aceleração obtém-se que o fator de ponderação para a banda de frequência com centro em 5 Hz é de 1,039. Como no sinal senoidal a amplitude é igual a 2 m/s^2 , espera-se que o sinal após a ponderação tenha uma amplitude igual a $2,078 \text{ m/s}^2$. Assim realizando a ponderação em frequência e depois disso realizando a transformada inversa de Fourier obteve-se o sinal ponderado apresentado na Figura 4.14.

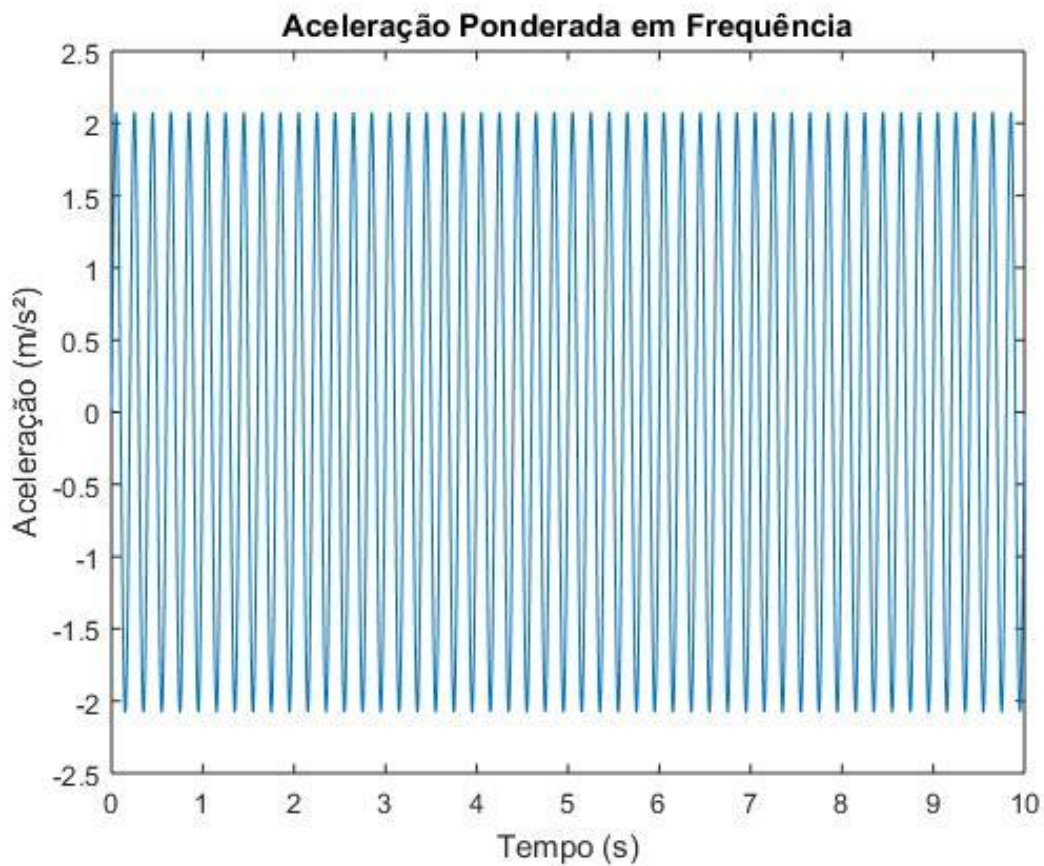


Figura 4.14 – Sinal de Aceleração Ponderado em Frequência.

A amplitude do sinal ponderado obtido é de 2,0784 m/s², valor muito próximo do esperado. A fim de se determinar o valor RMS pode-se usar a Equação 4.8, ou ainda a Equação 4.9, ambas apresentadas por Griffin, 1990.

$$RMS = [\sum_{i=1}^n G_{xx}(f_i) * W^2(f_i)]^{\frac{1}{2}} \quad (4.8)$$

$$RMS = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x^2(i) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.9)$$

onde $G_{xx}(f_i)$ é a densidade espectral de potência e $W(f_i)$ é o fator de ponderação da banda de oitava correspondente.

Aplicando as Equações 4.8 e 4.9 no sinal senoidal ponderado obtido, obtém-se como resultados as acelerações ponderadas de 1,4693 m/s² e 1,4657 m/s², respectivamente. Ao se calcular analiticamente através da Equação 4.7 o valor RMS da aceleração ponderada obtém-se 1,4693 m/s², assim como os resultados obtidos são próximos considera-se válida a implementação dos métodos para se calcular os valores RMS.

O valor RMQ (*root mean quad*) de uma série temporal $x(i)$ pode ser calculado, segundo Griffin, 1990, através da Equação 4.10.

$$RMQ = \left[\frac{T_s}{n} \sum_{i=1}^n x^4(i) \right]^{1/4} \quad (4.10)$$

onde T_s é o tempo de amostragem e n é o número total de pontos amostrados. Em vibrações de corpo inteiro é necessária também a ponderação do sinal de aceleração para o cálculo do valor da dose de vibração (VDV), definido pela NHO-09, 2012, conforme a Equação 4.11.

$$VDV_k = \sqrt[4]{\int_0^t [a_k(t)]^4 dt} \quad (4.11)$$

onde VDV_k é o valor da dose de vibração no eixo k e $a_k(t)$ é a aceleração instantânea ponderada no eixo k .

Segundo Griffin, 1990, para cálculo do VDV é necessário o histórico temporal da aceleração ponderada instantânea em cada um dos eixos, não sendo possível sua determinação diretamente através da densidade espectral de potência. Aplicando então a Equação 4.11 no sinal de aceleração ponderada em frequência apresentado na Figura 4.14, obtém-se um valor de VDV de 2,8917m/s^{1,75}.

Ainda segundo Griffin, 1990, o VDV de um sinal senoidal ponderado com amplitude A e tempo de duração T_s , pode ser calculado conforme a Equação 4.12.

$$VDV = 0,7825 * A * T_s^{1/4} \quad (4.12)$$

Sendo $T_s = 10s$, $A = 2,078m/s^2$, pode-se calcular analiticamente o VDV sendo este igual a $2,8915m/s^{1,75}$, valor muito próximo do obtido através da Equação 4.11, assim é considerada válida a implementação do cálculo de VDV.

4.5 Verificação da implementação da Dinâmica Lateral e Longitudinal ao modelo de ônibus de Sekulic

Na Seção 4.2 é apresentado um modelo de representação das dinâmicas lateral e longitudinal de um veículo proposto por Albinsson e Routledge, 2013, porém em seu trabalho não são apresentados os dados utilizados para implementação deste modelo, assim não foi possível realizar uma validação dos resultados obtidos neste presente trabalho.

No entanto, os autores apresentam a resposta que é obtida da velocidade de guinada e da aceleração lateral em função do ângulo de guinada quando o ângulo de guinada é admitido como sendo senoidal com uma frequência de 0,5 Hz e velocidade de veículo igual a 80 km/h. Os resultados obtidos por eles são apresentados na Figura 4.15. Vale ressaltar que no presente trabalho as dinâmicas lateral e longitudinal não dependem da dinâmica vertical do veículo.

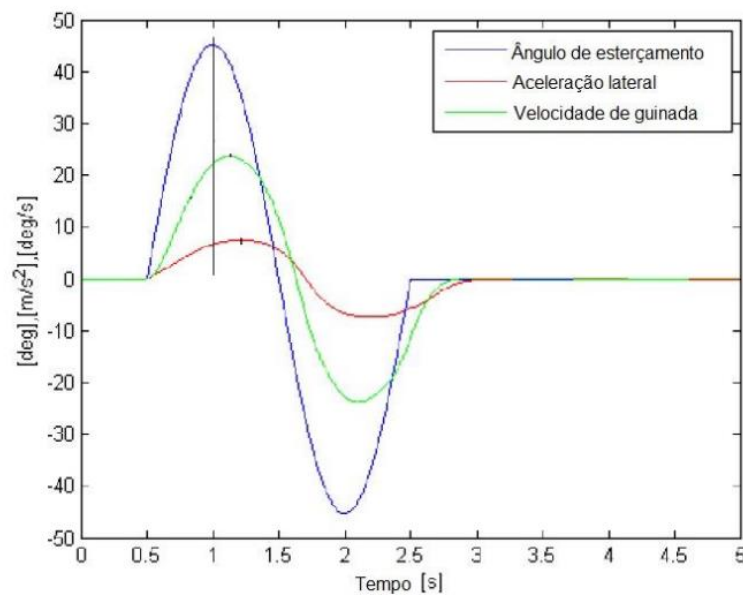


Figura 4.15 – Resposta do sistema obtida por Albinsson e Routledge, 2013. [Adaptado de Albinsson e Routledge, 2013.]

A fim de verificar a compatibilidade então da resposta do sistema obtida no presente trabalho com aquela obtida por Albinsson e Routledge, 2013, em seu trabalho, realizam-se simulações onde se assume que o ângulo de esterçamento do veículo é representado por uma função senoidal assim como na Figura 4.15. A velocidade do veículo nessa simulação é assumida como 80 km/h para se manter igual àquela usada por Albinsson e Routledge, 2013. Na Tabela 4.3 são apresentados os dados para cada uma das simulações realizadas, é importante notar que para todas as simulações só foi realizado um ciclo de variação no esterçamento das rodas.

Tabela 4.3 – Dados das 3 simulações realizadas com ângulo de esterçamento senoidal

Simulação	Frequência (Hz)	Duração do ciclo (s)	Duração da simulação (s)
1	0,1	10	50
2	0,2	5	50
3	0,4	2	50

A resposta do sistema sob as condições impostas na simulação 1 é apresentada na Figura 4.16.

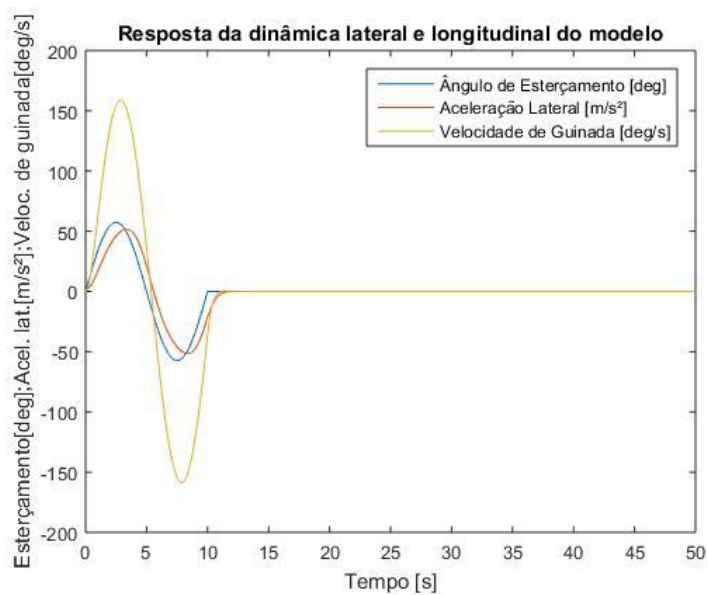


Figura 4.16 – Resposta do modelo na simulação 1.

Ao se analisar a Figura 4.16 nota-se que a resposta obtida sob essas condições é comparável com aquela obtida por Albinsson e Routledge, 2013, visto que a aceleração lateral e a velocidade de guinada seguem um padrão senoidal mas com um atraso de tempo em relação ao ângulo de esterçamento, esse lapso de tempo se deve as características do modelo e por isso as obtidas durante esses testes são diferentes das obtidas por Albinsson e Routledge, 2013, visto que estes utilizaram em seu trabalho parâmetros diferentes dos usados nesta dissertação.

Na Figura 4.17 é apresentado o deslocamento lateral do veículo, onde busca-se avaliar se este é compatível ou não com o esterçamento das rodas.

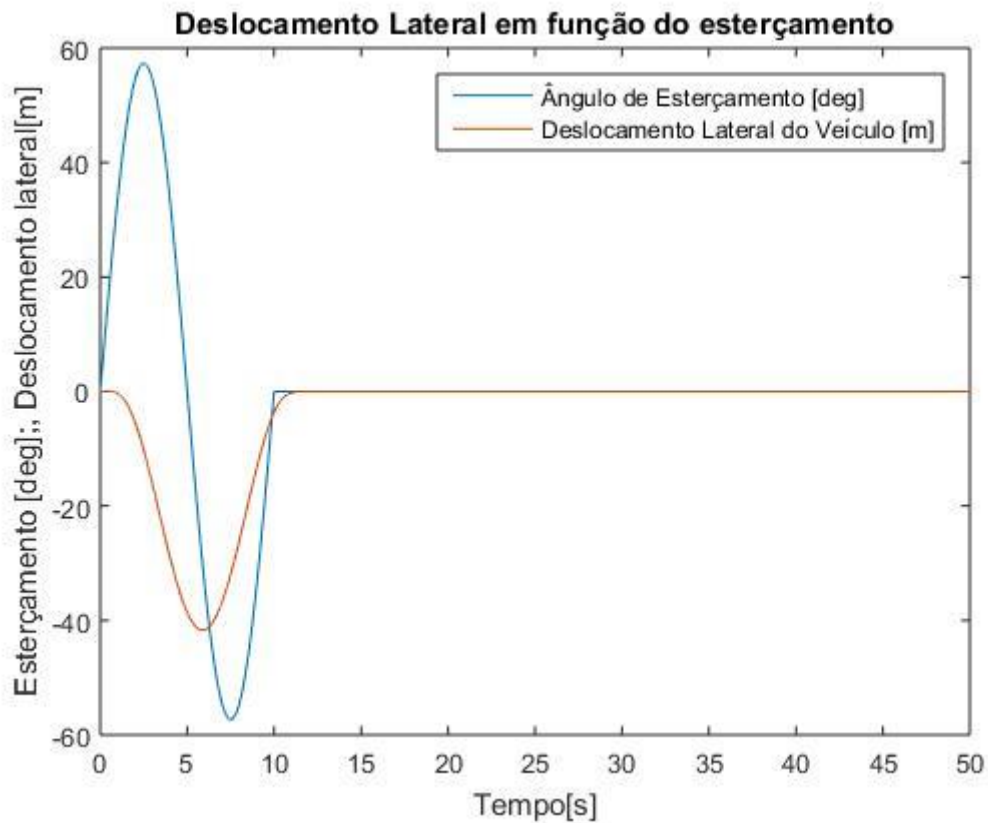


Figura 4.17 – Deslocamento lateral do veículo na Simulação 1.

O deslocamento lateral do veículo é compatível com o esterçamento das rodas visto que ao se girar as rodas no sentido horário (positivo), o veículo se movimenta para a direita (negativo), e ao se girar as rodas no sentido anti – horário, acontece o contrário.

Nas Figuras 4.18 e 4.19 são apresentados respectivamente, a resposta do modelo e o deslocamento lateral do veículo quando o ângulo de esterçamento se comporta como na simulação 2.

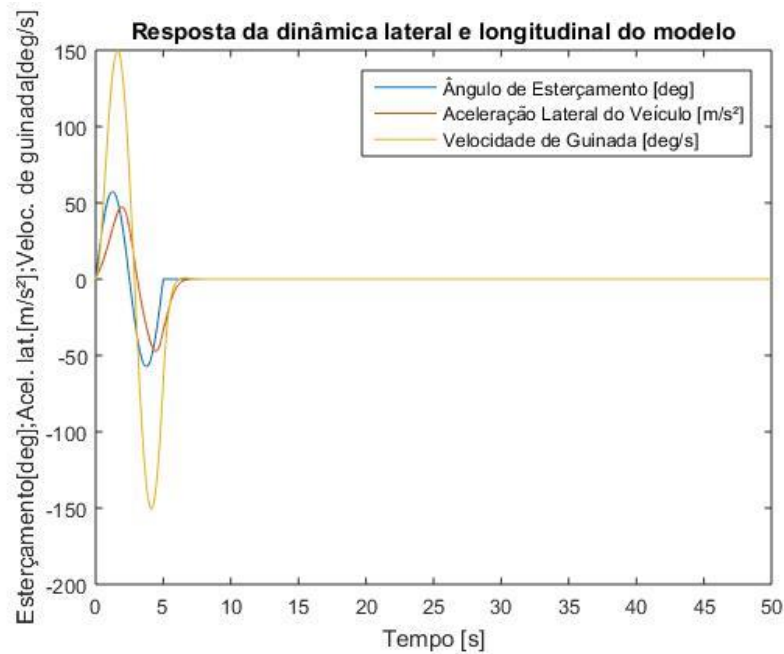


Figura 4.18 – Resposta do modelo sob as condições da simulação 2.

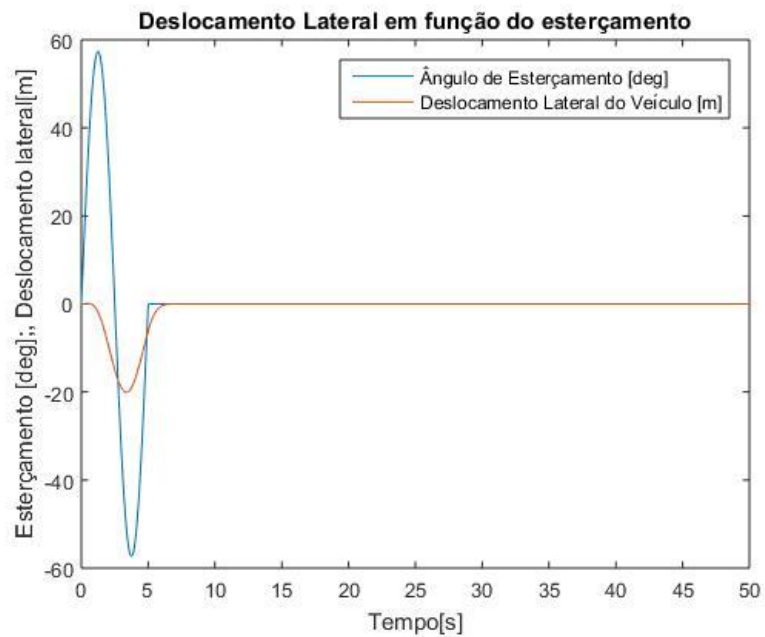


Figura 4.19 – Deslocamento lateral do veículo na simulação 2.

Observando as Figuras 4.18 e 4.19 nota-se que o comportamento das respostas obtidas continua comparável à aquele obtido por Albinsson e Routledge, 2013, porém conforme esperado ao se diminuir o tempo em que ocorre o esterçamento das rodas diminui-se o deslocamento lateral sofrido pelo veículo, isso pode ser notado ao se comparar as Figuras 4.17 e 4.19, onde o deslocamento lateral variou de 60 metros para algo em torno de 20 metros.

Nas Figuras 4.20 e 4.21 são apresentadas as respostas obtidas para a simulação 3, onde se realiza o ciclo de esterçamento das rodas do veículo no menor tempo.

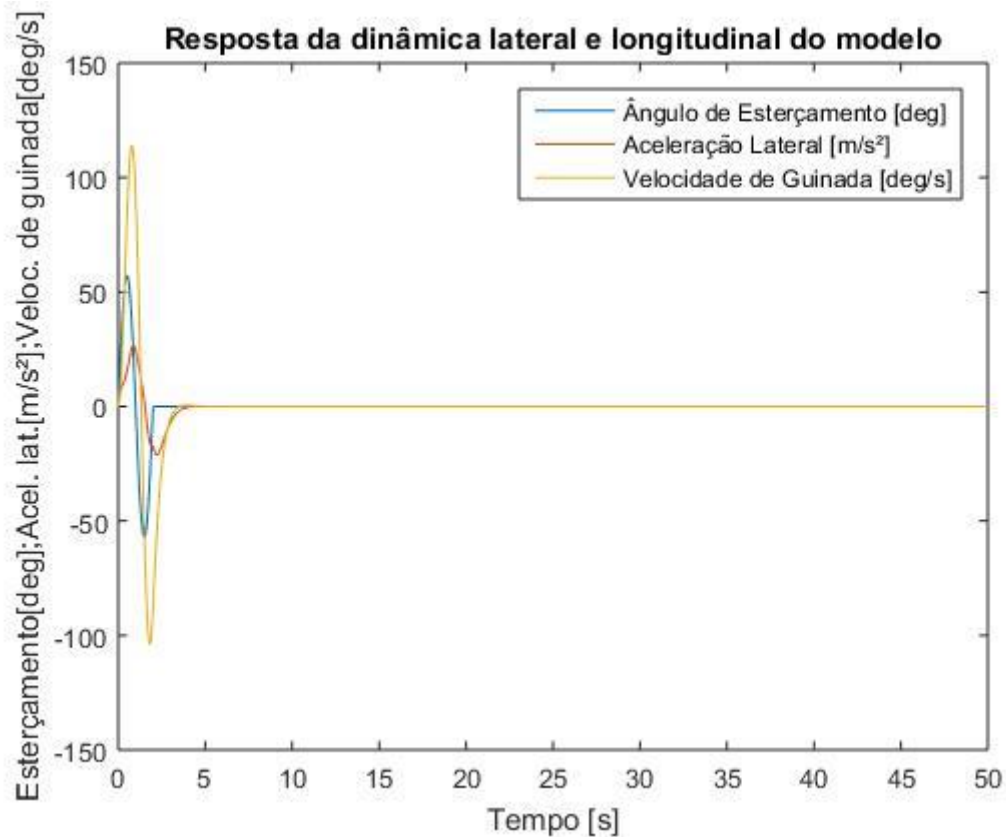


Figura 4.20 – Resposta do modelo sob as condições da simulação 3.

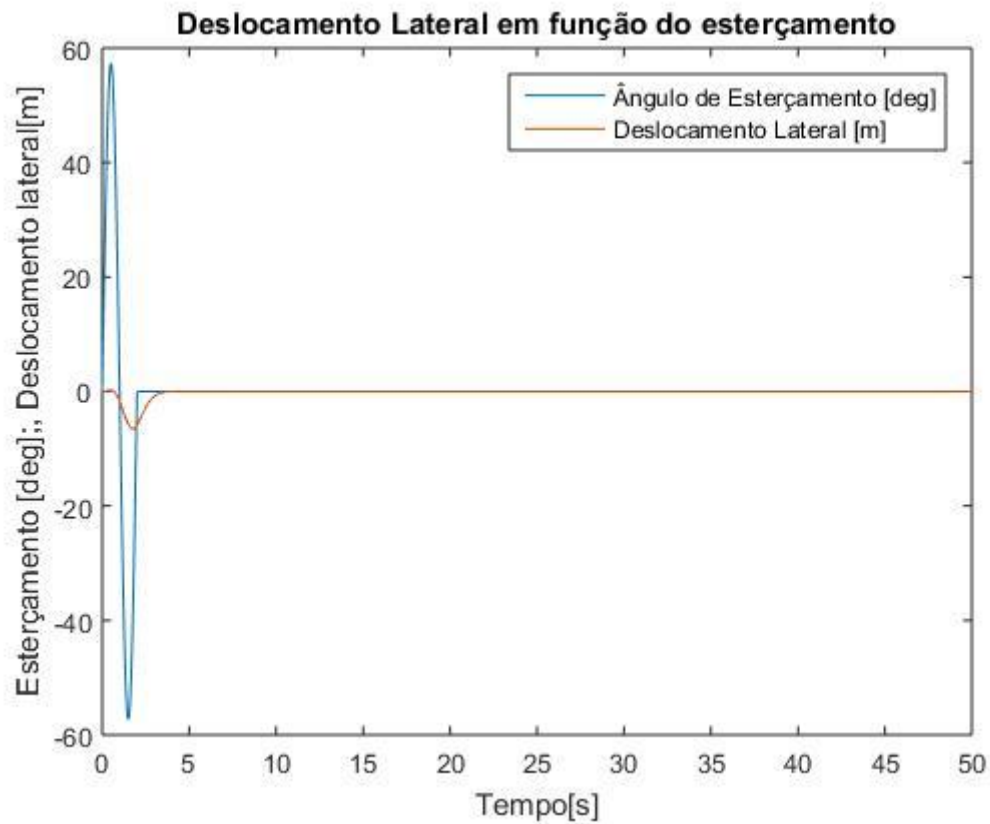


Figura 4.21 - Deslocamento lateral do veículo na simulação 3.

Na terceira simulação nota-se o deslocamento lateral do veículo ainda menor do que na situação 2, além disso as respostas obtidas continuam compatíveis com aquelas obtidas por Albinsson e Routledge, 2013, em seu trabalho. As diferenças se dão pelos parâmetros diferentes dos modelos, e pelas características diferentes do esterçamento introduzido nessa simulação.

4.6 Geração de pistas curvas

A geração de pistas curvas com superelevação de 0 % necessita de raios de curvatura muito grandes, assim a fim de se implementar curvas utilizou-se o raio de curvatura mínimo de 100 metros que segundo a Tabela 3.5, é o raio mínimo para um veículo trafegando a 50 km/h com superelevação de 4 %, porém a fim de simplificação nas implementações assume-se a hipótese de que a superelevação de todas as curvas geradas é de 0 %.

Assim decidiu-se por um trajeto de duração de 5 minutos, a implementação do trajeto curvo é então feita de acordo com a Figura 4.22.

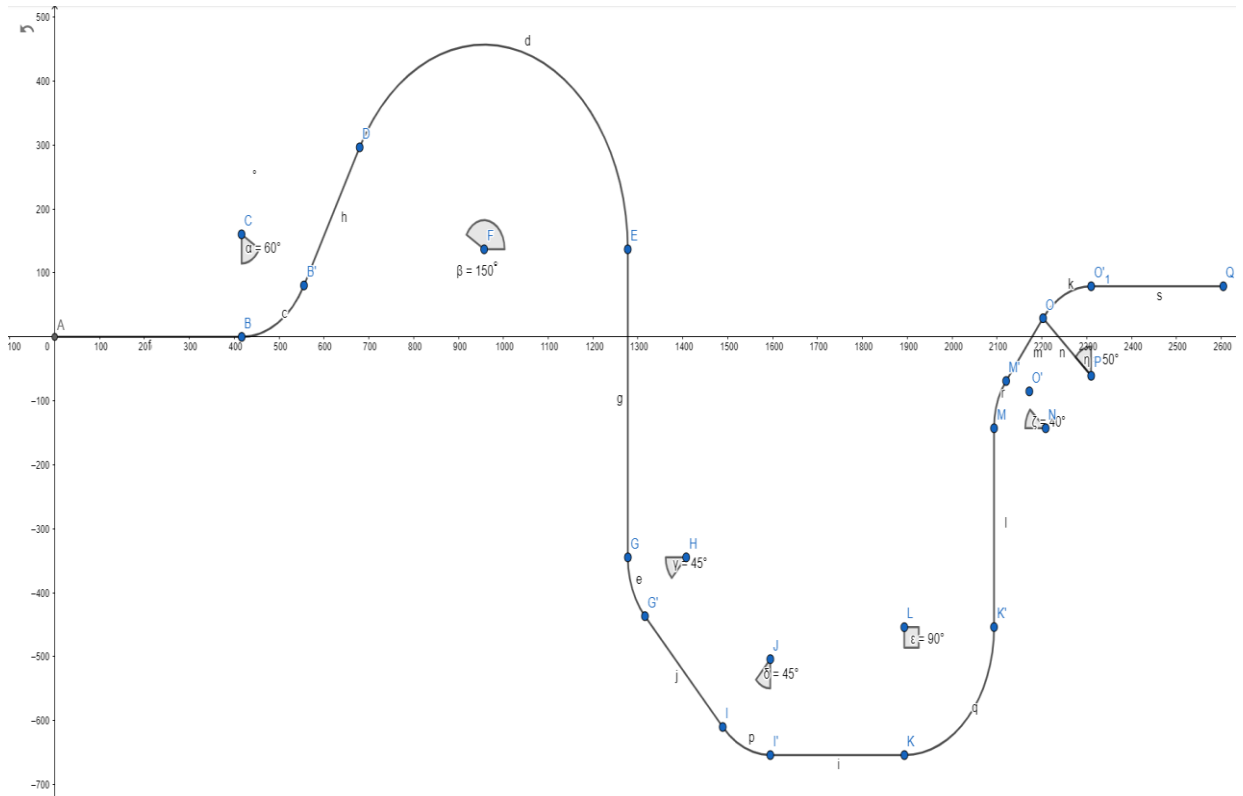


Figura 4.22 – Pista com curvas a ser trafegada pelo veículo.

Na Tabela 4.4 são apresentadas as etapas a serem percorridas pelo veículo para chegar até o fim do trajeto iniciando no ponto A.

Tabela 4.4 – Etapas a serem percorridas pelo veículo na pista com curvas.

Período de tempo	Trecho	Raio da Curva
0 - 30 s	A - B	-
30 - 42,0637 s	B - B'	160 m
42,0637 - 60 s	B' - D	-
60 - 120,3186 s	D - E	320 m
120,3186 - 155 s	E - G	-
155 - 162,3513 s	G - G'	130 m
162,3513 - 180 s	G' - I	-
180 - 188,4828 s	I - I'	150 m
188,4828 - 210 s	I' - K	-
210 - 232,6195 s	K - K'	200 m
232,6192 - 255 s	K' - M	-
255 - 260,7805 s	M - M'	115m
260,7805 - 270 s	M' - O	-
270 - 278,7964 s	O - O'	140 m
278,7964 - 300 s	O' - Q	-

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos através da implementação das rotinas supracitadas são apresentados neste capítulo, fazendo-se uma avaliação dos mesmos através do uso dos critérios estabelecidos pela NR-09, além da Diretiva Europeia 2002/44/EC e da ACGIH, além disso discutem-se as diferenças obtidas ao se analisar por cada uma das regulamentações, e no final faz-se um breve estudo sobre como a massa do motorista influencia na dinâmica do veículo.

5.1 Considerações Iniciais

A fim de se determinar os parâmetros necessários para realização das simulações, usou-se como referência os procedimentos propostos pela ISO 2631-1, 1997, para medições diretas, tendo como exceções casos onde estes conflitavam de alguma forma com a normatização brasileira.

A norma ISO 2631-1, 1997, determina que sejam apresentadas a magnitude e a duração de qualquer VCI avaliada, caso haja a necessidade de utilização de métodos adicionais de avaliação, por exemplo, se o fator de crista for maior do que 9 deve-se apresentar o valor original obtido e o adicional. Já a normatização brasileira determina que o VDVR seja determinado para qualquer situação em que haja a exposição à VCI, ao contrário da norma ISO 2631-1, 1997, os critérios para avaliação da necessidade de realização de avaliação com métodos adicionais não foram contemplados.

Segundo a normatização da ISO 2631-1, 1997, a avaliação dos efeitos provocados pela exposição à VCI deve ser realizada independentemente para cada eixo, e deve ser realizada levando-se em consideração o maior valor de aceleração ponderada para cada um dos eixos. No entanto, a norma determina que quando a vibração em dois ou mais eixos é comparável, pode-se utilizar o vetor soma para estimar o risco à saúde, e assim a combinação das vibrações em mais de uma direção pode ser calculada utilizando a Equação 5.1:

$$am_{tot} = \sqrt{f_x am_x + f_y am_y + f_z am_z} \quad (5.1)$$

onde, para pessoas sentadas os valores de f_x, f_y, f_z são respectivamente 1,4, 1,4 e 1,0. Tais valores devem ser utilizados apenas quando se faz avaliação de saúde, mas não quando se deseja realizar uma avaliação de conforto.

Outro aspecto importante é que na realização do presente trabalho o indicador MTTV não é avaliado. Este indicador não é utilizado como referência para avaliações de VCI em nenhuma das normatizações supracitadas, assim não havendo um valor para compará-lo, além disso o MTTV não representa de forma adequada a exposição à VCI, representando apenas o segundo de exposição mais severo durante a jornada de trabalho.

5.2 Modelo completo com representação da dinâmica vertical, longitudinal e lateral

O modelo proposto por Sekulic et al., 2013, representa somente a dinâmica vertical do veículo, já o “two track model” utilizado por Albinsson e Routledge, 2013, representa somente a dinâmica lateral e longitudinal do veículo. Tais modelos quando utilizados em conjunto necessitam da realização de um acoplamento entre eles. A fim de solucionar esse problema Dixon, 1991, propõe que as acelerações laterais e longitudinais obtidas pelo modelo “two track model” sejam utilizadas como parâmetros de entrada para o momento de rolagem e arfagem do modelo de Sekulic et al., 2013. Tal método é representado pelas Equações 5.2 e 5.3.

$$M_{rolagem} = \frac{m_s h_0}{I_{xx}} \ddot{y}_s + \frac{m_s g}{I_{xx}} \varphi_s \quad (5.2)$$

onde m_s é a massa suspensa do veículo, h_0 é a altura do centro de gravidade do veículo em relação ao eixo de rolagem e I_{xx} é o momento de inércia em torno do eixo x.

$$M_{arfagem} = \frac{m_s h}{I_{yy}} \ddot{x}_s \quad (5.3)$$

onde h é a altura do centro de gravidade do veículo em relação ao solo e I_{yy} é o momento de inércia do veículo em relação ao eixo y.

Tal modelo então é excitado por um sinal representando a irregularidade do perfil de pista por onde o veículo transita, tal sinal é gerado seguindo as classes de estrada de A até E

segundo as diretrizes propostas pela norma ISO 8608, 2016. As pistas de classe F até H não são analisadas no presente trabalho pois os perfis apresentam irregularidades muito grandes que na prática seriam intransitáveis para um ônibus. Os parâmetros característicos do veículo como massa, rigidez e amortecimento são inseridos conforme apresentados por Sekulic et al., 2013, sem sofrer alterações. A velocidade adotada pelo veículo por se tratar de um ônibus é adotada como 50 km/h visando reduzir o raio mínimo de curvas e o tempo de simulação é de 300 segundos.

Todos os parâmetros do ônibus necessários para as simulações apresentadas a seguir são dados nas Tabelas A.1, A.2 e A.3 do Apêndice A.

5.3 Pista Classe A

A primeira pista a ser analisada é a de qualidade excelente, tal pista é representada nas Figuras 5.1 e 5.2.

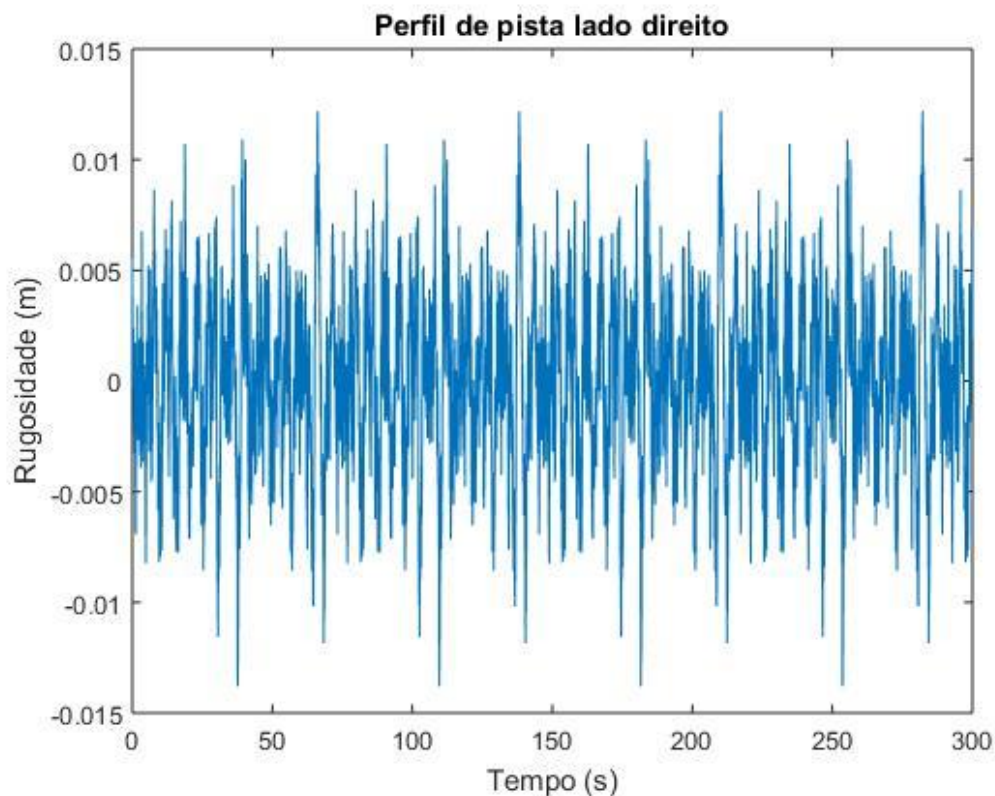


Figura 5.1 – Pista Classe A lado direito, de acordo com a ISO 8608, 2016.

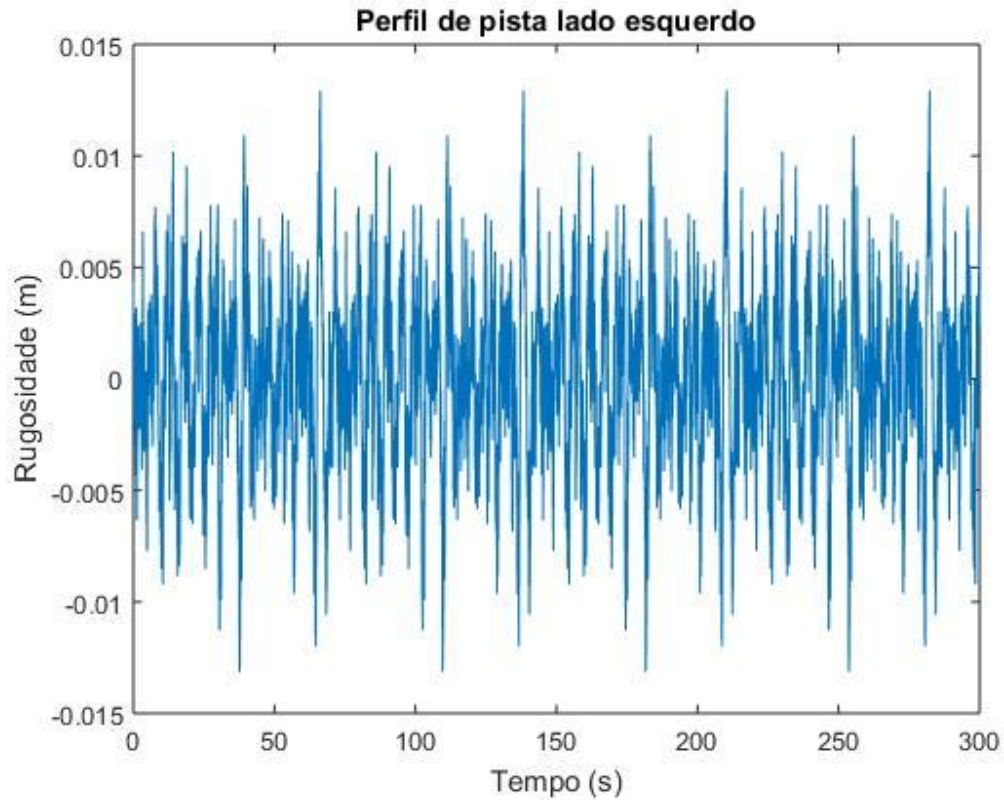


Figura 5.2 – Pista Classe A lado esquerdo, de acordo com a ISO 8608, 2016.

Analisando as Figura 5.1 e 5.2 nota-se a excelente qualidade da pista com irregularidades máximas de 1,4 cm. Os resultados então da simulação do veículo rodando sobre uma autoestrada reta com esse perfil de pista são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Resultados obtidos através da simulação com a pista Classe A em uma reta

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,032	0,021	0,163	0,179	0,118	0,905	0,905	4,178	3,277	2,902	0,170

Os valores apresentados acima são considerados como sendo para uma exposição diária de 8 horas, assim representando uma jornada completa de trabalho. Com isso, o am_r acaba correspondendo ao $aren$, o VDV_r corresponde ao $VDVR$ e o valor da aceleração com maior magnitude corresponde ao $A(8)$. Este critério é utilizado para todas as pistas analisadas.

Na Figura 5.3 é apresentado o espectro de frequências obtido para essa pista, a fim de se realizar uma análise comparativa com a Figura 3.5 fornecida pela ACGIH, tal comparação é realizada para os resultados obtidos com cada um dos perfis de estrada. A avaliação então de acordo com cada uma das normas é apresentada na Tabela 5.2. É importante notar que o fator de crista para a aceleração em cada um dos eixos é menor que 9, assim segundo a ISO 2631-1, 1997, a avaliação do VDV não seria necessária.

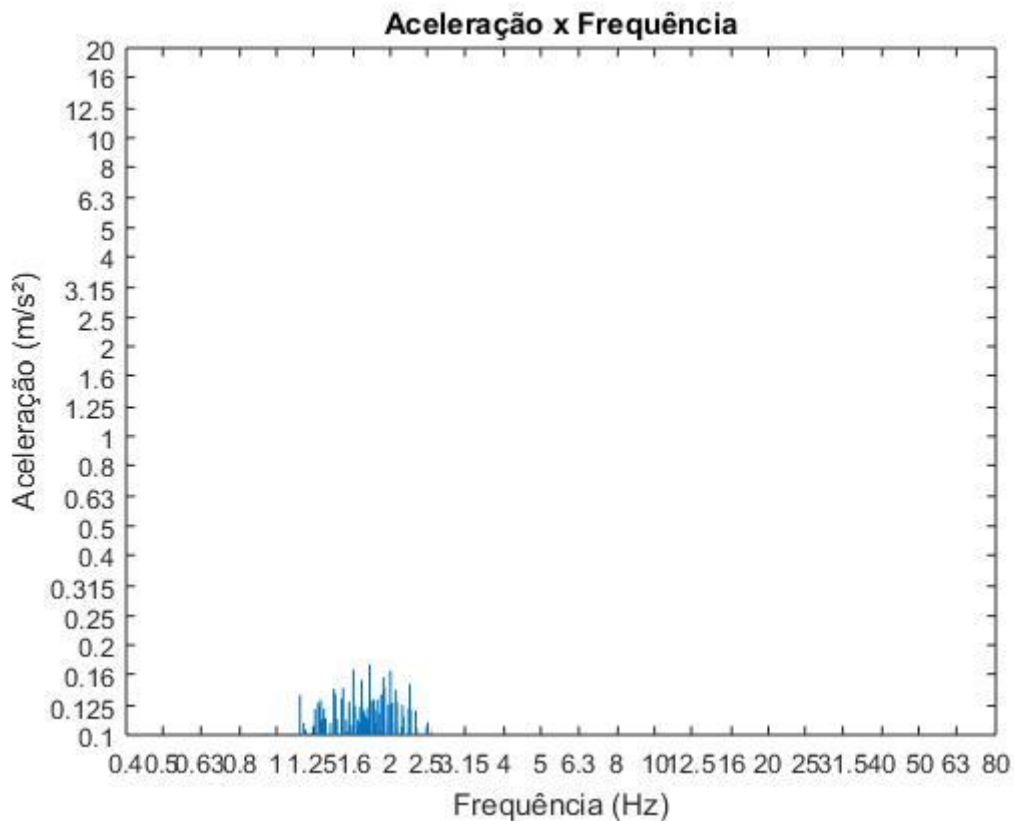


Figura 5.3 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe A

Tabela 5.2 – Diagnóstico final - Pista Classe A reta

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	$aren$	$0,170 \text{ m/s}^2$	Os limites não são excedidos
	$VDVR$	$0,905 \text{ m/s}^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	$A(8)$	$0,163 \text{ m/s}^2$	Os limites não são excedidos
	VDV	$0,905 \text{ m/s}^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.3	O TLV não é superado.

Os resultados obtidos através da implementação da pista com curvas apresentada na seção 4.6 com esse mesmo perfil são apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Resultados obtidos através da simulação com a pista curva classe A

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($\text{m/s}^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,031	0,056	0,161	0,174	0,498	0,861	0,884	4,087	7,851	2,801	0,178

As acelerações obtidas na simulação do veículo trafegando por pistas curvas obtidas no eixo x e z, são semelhantes aquelas obtidas ao trafegar por pistas retas, porém as acelerações obtidas no eixo y e nesse caso chegam a ser mais que o dobro maiores do que aquelas em que o veículo trafega por pistas retas. Na Figura 5.4 é possível ver o espectro de frequências obtido nesta pista curva e na Tabela 5.4 são apresentadas as avaliações de acordo com cada uma das normas.

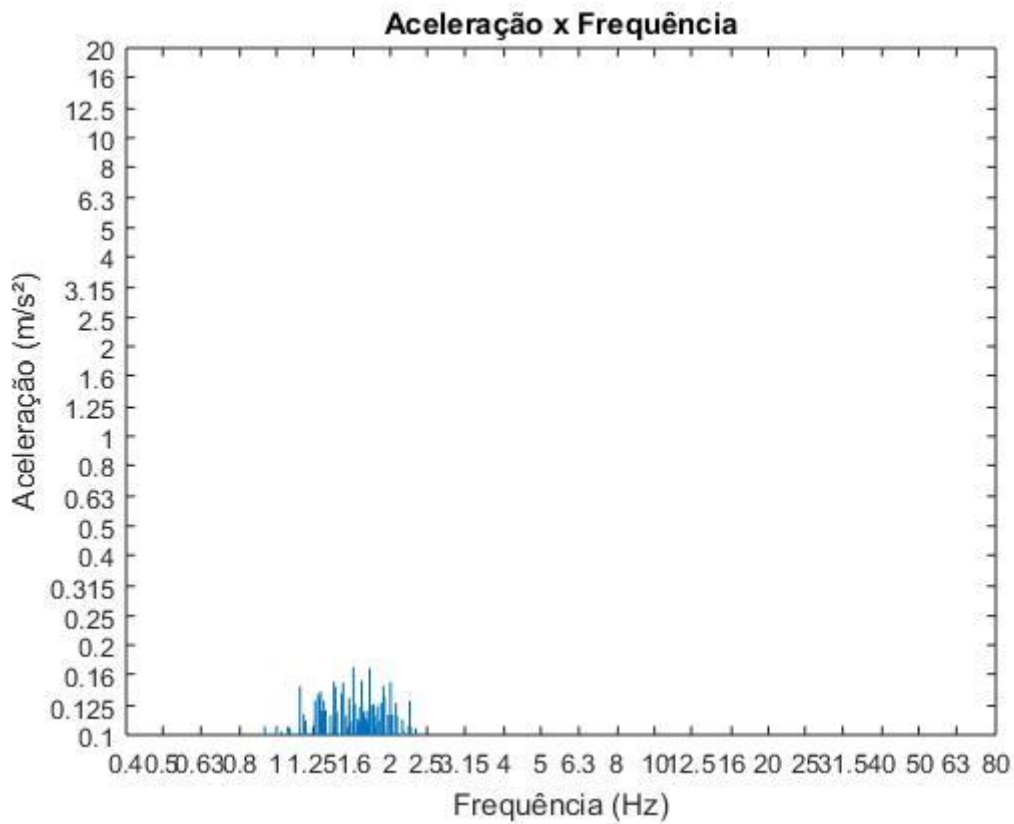


Figura 5.4 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe A

Tabela 5.4 – Diagnóstico final - Pista Classe A curva

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	<i>aren</i>	0,178 m/s^2	Os limites não são excedidos
	<i>VDVR</i>	0,884 $m/s^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	<i>A(8)</i>	0,161 m/s^2	Os limites não são excedidos
	<i>VDV</i>	0,861 $m/s^{1,75}$	
ACGIH	<i>A_{fx}</i>	Figura 5.4	O TLV não é superado.

As acelerações longitudinais, laterais e verticais obtidas no assento do motorista para esse perfil curvo de estrada são apresentadas nas Figuras A.1, A.2 e A.3 do Apêndice B, respectivamente.

5.4 Pista Classe B

A pista de classe B é gerada conforme a ISO 8608, 2016, e seu perfil é apresentado nas Figura 5.5 e 5.6.

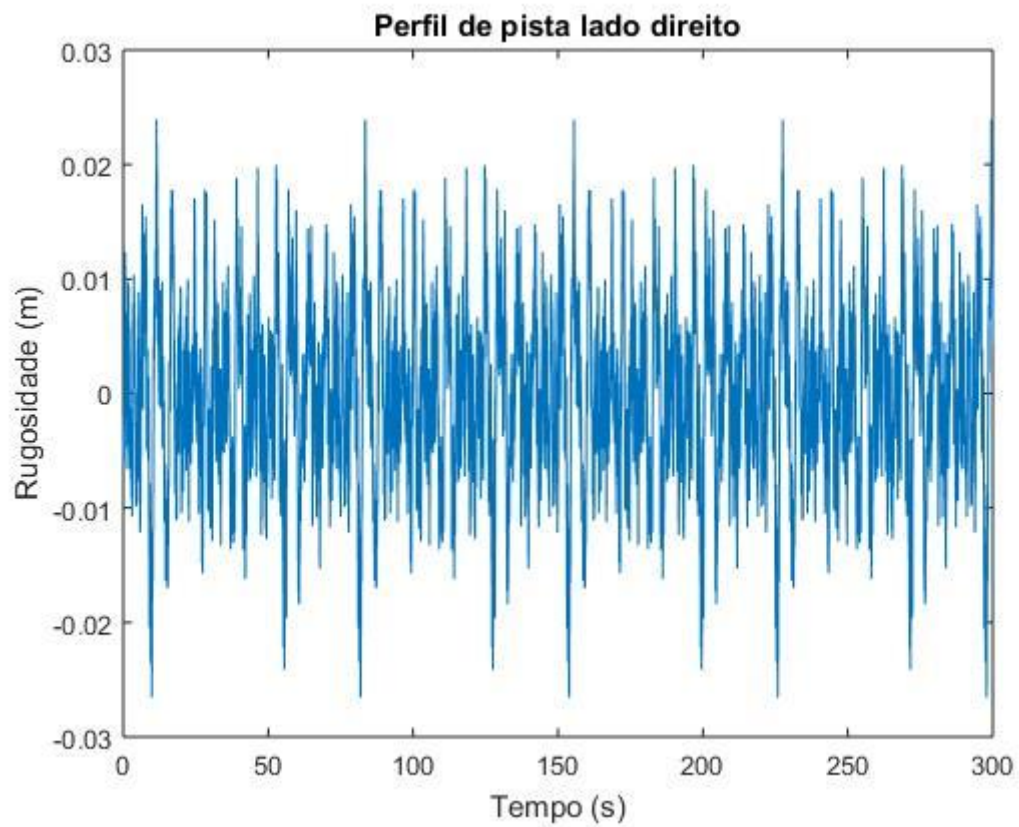


Figura 5.5 – Perfil Classe B lado direito, de acordo com a ISO 8608, 2016.

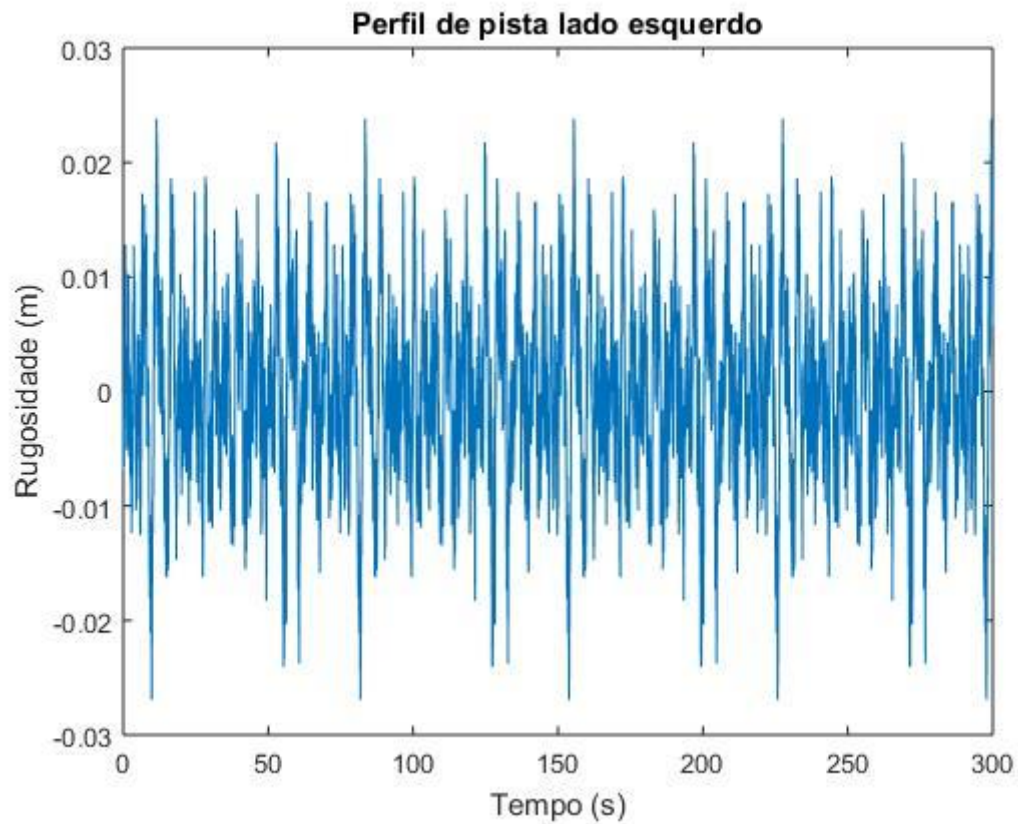


Figura 5.6 – Perfil Classe B lado esquerdo, de acordo com a ISO 8608, 2016.

Nota-se que apesar de ser uma pista com qualidade pior do que a de Classe A, continua sendo uma pista de ótima qualidade com irregularidades de perfil de no máximo 3 cm. Na Tabela 5.5 são apresentados os resultados de acelerações, VDV e o fator de crista para o veículo trafegando sobre este perfil de pista. Assim como para a pista de classe A o fator de crista é menor que 9 e não seria necessária a avaliação do VDV segundo a ISO 2631-1, 1997.

Tabela 5.5 – Resultados obtidos através da simulação com a pista Classe B em uma reta

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,049	0,042	0,320	0,269	0,233	1,813	1,813	3,91	4,154	5,050	0,329

O espectro de frequências das acelerações verticais impostas ao motorista é apresentado na Figura 5.7. Já na Tabela 5.6 são apresentadas as avaliações levando em consideração os critérios adotados por cada uma das normas.

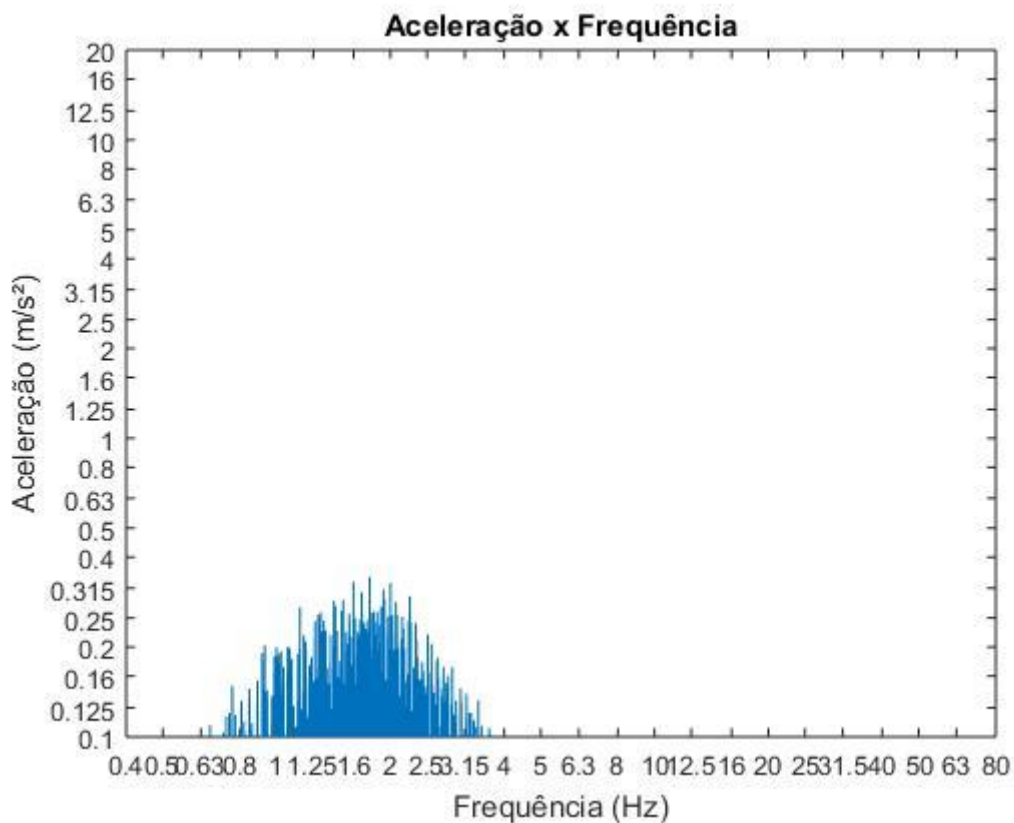


Figura 5.7 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe B

Tabela 5.6 – Diagnóstico Final – Pista Classe B reta

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	$aren$	$0,329 \text{ m/s}^2$	Os limites não são excedidos
	$VDVR$	$1,813 \text{ m/s}^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	$A(8)$	$0,320 \text{ m/s}^2$	Os limites não são excedidos
	VDV	$1,813 \text{ m/s}^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.7	O TLV não é superado.

Ao se comparar a Figura 3.5 com a Figura 5.7 nota-se que o TLV não é superado, pois os picos são em torno de $0,4 \text{ m/s}^2$ nas frequências entre 1,25 e 1,6 Hz. Para essas frequências o limite segundo a ACGIH é em torno de $0,5 \text{ m/s}^2$. Na Tabela 5.7 são apresentados os resultados obtidos para pistas curvas.

Tabela 5.7 – Resultados obtidos através da simulação com a pista curva classe B

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($\text{m/s}^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,048	0,065	0,322	0,265	0,496	1,762	1,764	3,561	7,047	4,076	0,336

Ao observar a Tabela 5.7 e comparando com a Tabela 5.3 nota-se que a aceleração lateral aumentou proporcionalmente menos do que as acelerações vertical e longitudinal do veículo ao se mudar de pista A para pista B. Na Figura 5.8 é apresentado o espectro de frequências para pista curva e na Tabela 5.8 a avaliação segundo as normas supracitadas.

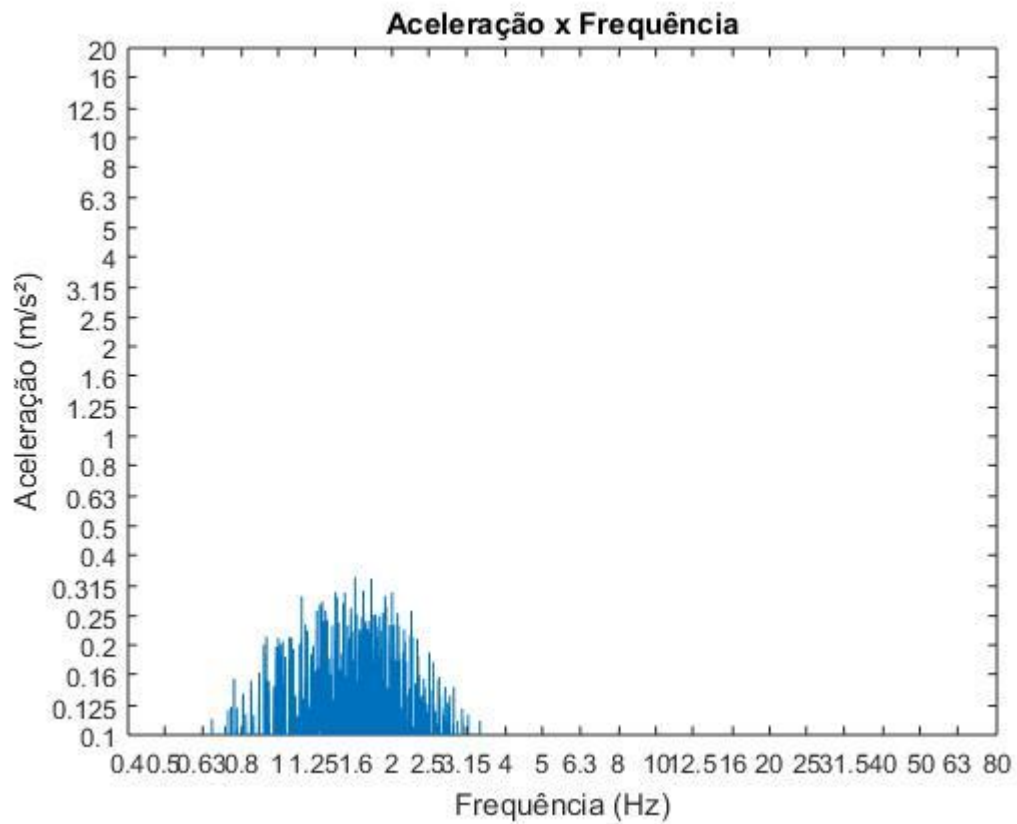


Figura 5.8 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe B.

Tabela 5.8 – Diagnóstico Final – Pista Classe B curva

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	a_{ren}	$0,336 \text{ m/s}^2$	Os limites não são excedidos
	$VDVR$	$1,764 \text{ m/s}^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	$A(8)$	$0,322 \text{ m/s}^2$	Os limites não são excedidos
	VDV	$1,762 \text{ m/s}^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.8	O TLV não é superado.

As acelerações longitudinais, laterais e verticais obtidas no assento do motorista para esse perfil curvo de estrada são apresentadas nas Figuras A.4, A.5 e A.6 do Apêndice B, respectivamente.

5.5 Pista Classe C

A pista de Classe C é gerada de acordo com a ISO 8608, 2016. O perfil obtido é apresentado nas Figura 5.9 e 5.10.

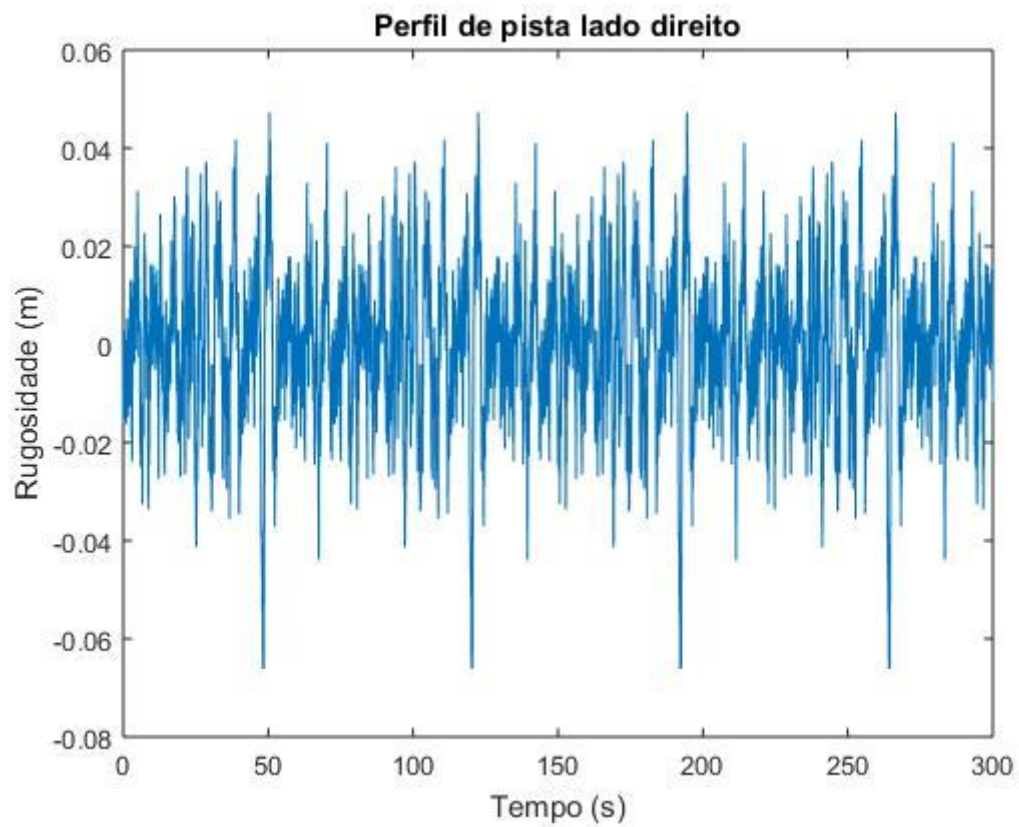


Figura 5.9 – Perfil de pista classe C lado direito, de acordo com a ISO 8608, 2016.

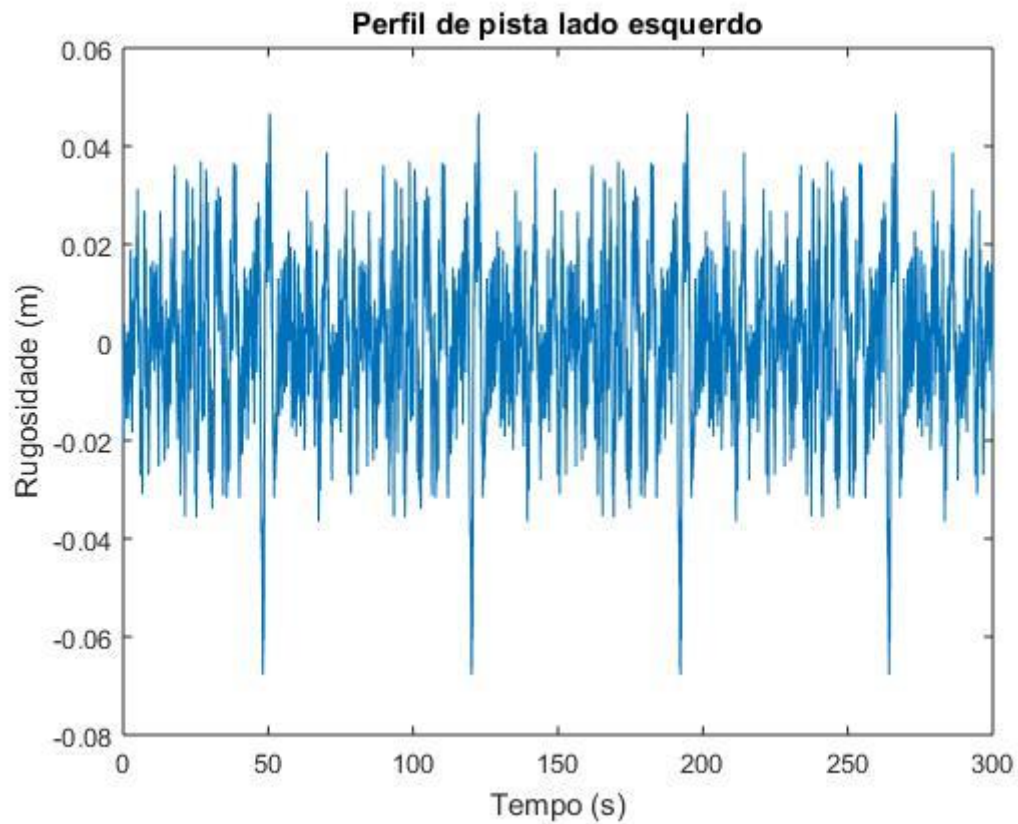


Figura 5.10 – Perfil de pista classe C lado esquerdo, de acordo com a ISO 8608, 2016.

A pista classe C é de qualidade inferior a pista classe B, e seria uma estrada mais comum no Brasil. O sistema é então excitado e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.9. Nota-se ainda que o fator de crista é menor que 9 e assim segundo a ISO 2631-1, 1997, não seria necessário o cálculo do VDV.

Tabela 5.9 – Resultados obtidos através da simulação com a pista reta Classe C

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,090	0,086	0,645	0,497	0,476	3,526	3,526	3,597	3,661	3,406	0,659

O espectro de frequências das acelerações impostas ao motorista é apresentado na figura 5.11. Já na Tabela 5.10 são apresentadas as avaliações levando em consideração os critérios impostos por cada uma das normas.

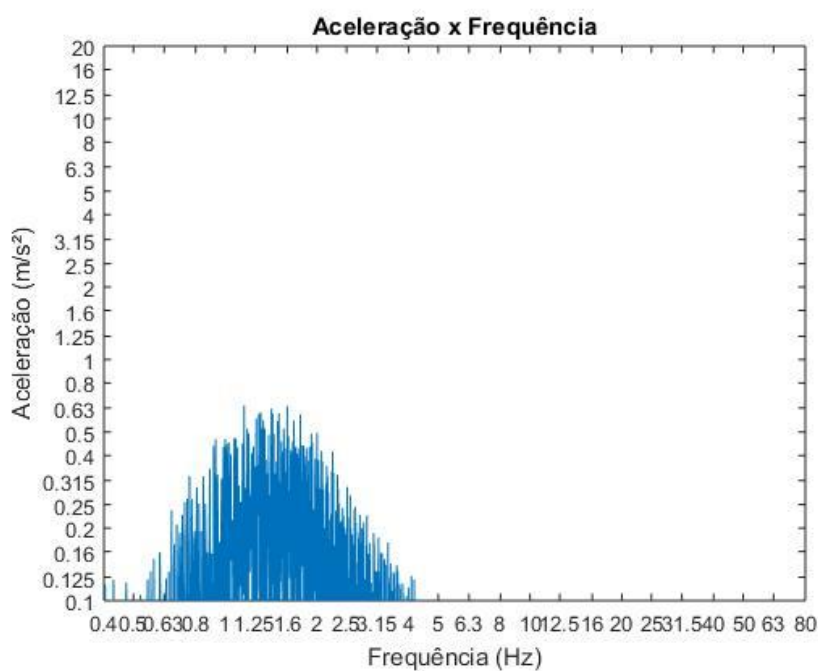


Figura 5.11 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe C

Tabela 5.10 – Diagnóstico Final – Pista reta Classe C

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	<i>aren</i>	0,662 m/s^2	O nível de ação é superado (<i>aren</i>), mas não o limite de exposição.
	<i>VDVR</i>	3,526 $m/s^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	<i>A(8)</i>	0,645 m/s^2	O nível de ação é superado (<i>A(8)</i>), mas não o limite de exposição.
	<i>VDV</i>	3,526 $m/s^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.11	O TLV é superado.

Para pistas com perfil de Classe C o nível de ação é superado tanto pela normatização brasileira quanto pela normatização europeia, além disso o TLV é superado segundo a norma da ACGIH, visto que para frequências na ordem de 1,6 Hz, a aceleração obtida é da ordem de 0,63 m/s², e o limite nessa faixa de frequências é em torno de 0,55 m/s².

Os resultados obtidos para a pista curva são apresentados na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Resultados obtidos através da simulação com a pista curva Classe C

Aceleração (m/s ²)			Valor da Dose de Vibração (m/s ^{1,75})				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s ²)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,086	0,098	0,640	0,477	0,605	3,517	3,518	3,609	4,569	3,422	0,659

Mais uma vez nota-se que conforme piora o perfil de estrada menos as curvas vão tendo influência sobre o resultado final da vibração lateral. Na Figura 5.12 é apresentado o espectro de frequências para a pista curva classe C e na Tabela 5.12, o diagnóstico final desta pista.

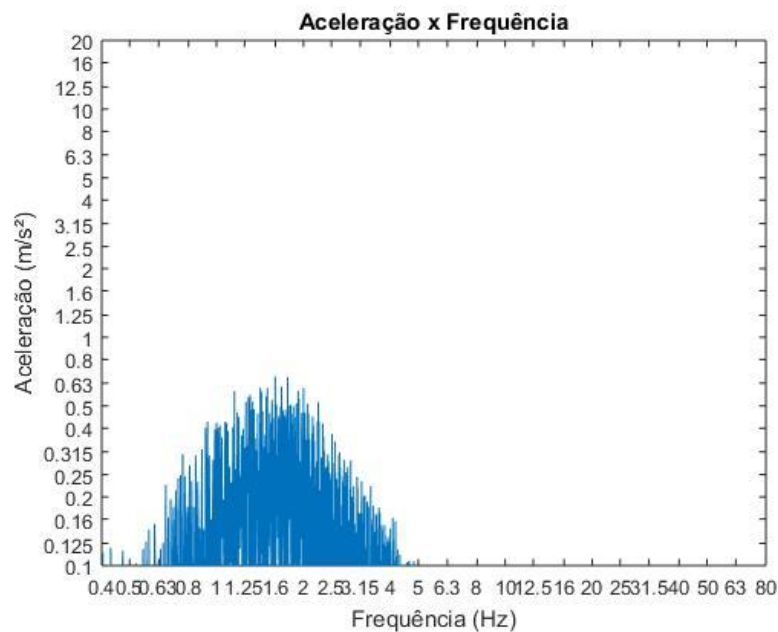


Figura 5.12 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe C

Tabela 5.12 – Diagnóstico Final – Pista curva Classe C

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	<i>aren</i>	0,665 m/s^2	O nível de ação é superado (<i>aren</i>), mas não o limite de exposição.
	<i>VDVR</i>	3,518 $m/s^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	<i>A(8)</i>	0,646 m/s^2	O nível de ação é superado (<i>A(8)</i>), mas não o limite de exposição.
	<i>VDV</i>	3,517 $m/s^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.12	O TLV é superado.

As acelerações longitudinais, laterais e verticais obtidas no assento do motorista para esse perfil de estrada são apresentadas nas Figuras A.7, A.8 e A.9 do Apêndice B, respectivamente.

5.6 Pista Classe D

Seguindo a ISO 8608, 2016, é gerado o perfil de pista classe D. Nas Figuras 5.13 e 5.14 é apresentado o perfil de pista obtido.

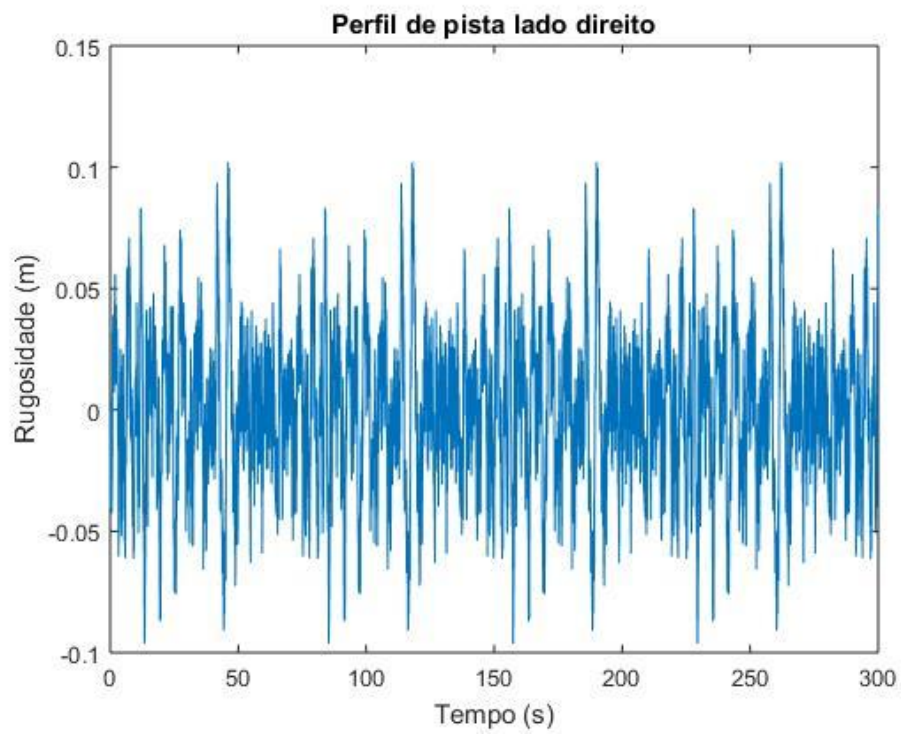


Figura 5.13 – Perfil de pista classe D lado direito, segundo a ISO 8608, 2016.

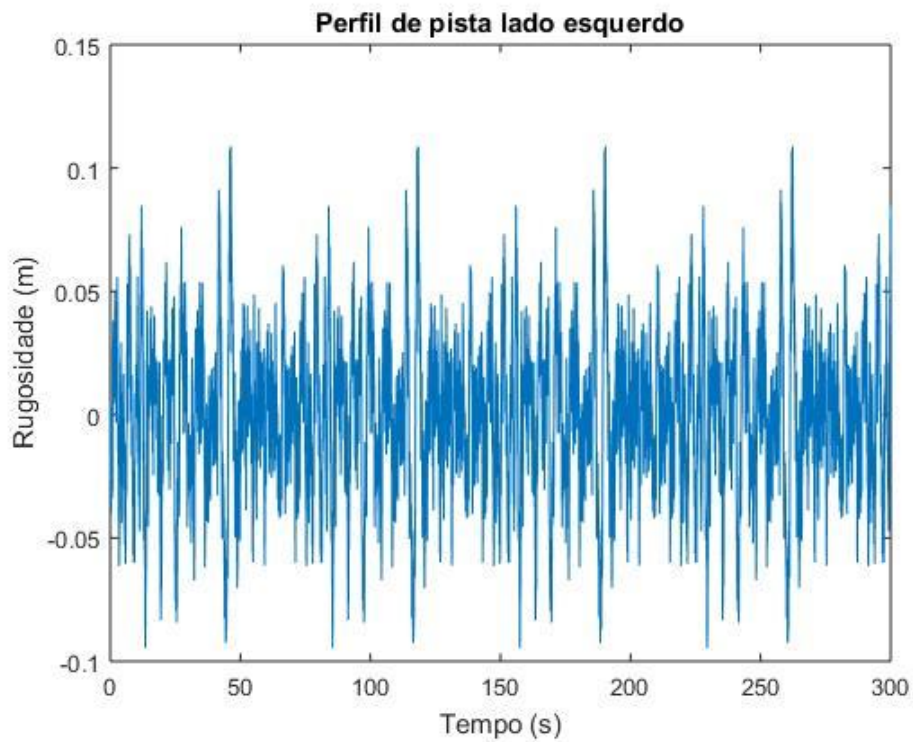


Figura 5.14 – Perfil de pista classe D lado esquerdo, segundo a ISO 8608, 2016.

A pista de classe D já apresenta condições um pouco mais severas, com irregularidades de perfil de até 10 cm. Os resultados obtidos para pista reta são apresentados na Tabela 5.13. O fator de crista é menor que 9 para os três eixos e assim segundo a ISO 2631-1, 1997, não seria necessário o cálculo do VDV.

Tabela 5.13 – Resultados obtidos através da simulação com a pista reta Classe D

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,172	0,168	1,310	0,930	0,918	6,900	6,901	3,478	4,280	3,466	1,341

Na Figura 5.15 é apresentado o espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista. Já na Tabela 5.14 são apresentadas as avaliações levando em consideração os critérios associados a cada uma das normas.

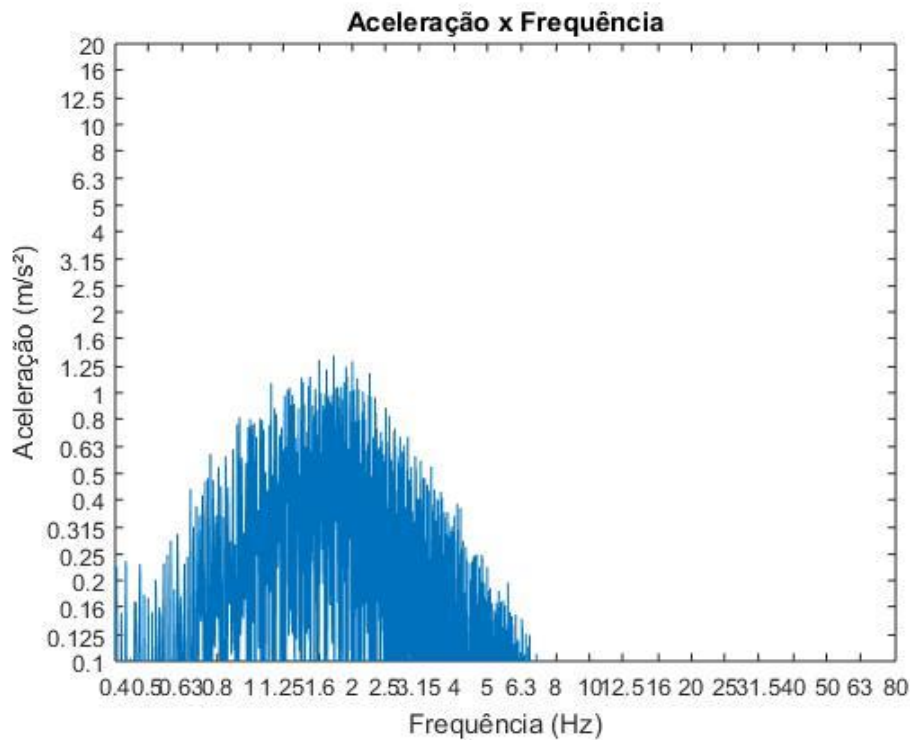


Figura 5.15 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista reta de perfil classe D.

Tabela 5.14 – Diagnóstico Final – Pista reta Classe D

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	<i>aren</i>	1,341 m/s^2	O limite de exposição é superado (<i>aren</i>).
	<i>VDVR</i>	6,901 $m/s^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	<i>A(8)</i>	1,310 m/s^2	O limite de exposição é superado (<i>A(8)</i>).
	<i>VDV</i>	6,900 $m/s^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.15	O TLV é superado.

Para pistas retas com perfil de Classe D o limite de exposição é superado tanto pela normatização brasileira quanto pela normatização europeia, além disso o TLV é superado segundo a norma da ACGIH, visto que para frequências na ordem de 2 Hz, a aceleração obtida é da ordem de 1,25 m/s^2 , e o limite nessa faixa de frequências é em torno de 0,5 m/s^2 .

Os resultados para a pista curva classe D são apresentados na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Resultados obtidos através da simulação com a pista curva Classe D

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,170	0,175	1,315	0,951	0,987	7,216	7,217	3,589	3,821	3,070	1,345

Os resultados para pista curva se aproximam cada vez mais dos resultados obtidos para pista reta, isso se deve provavelmente ao crescimento da influência do perfil de estrada sobre o resultado final enquanto a contribuição da inserção de curvas se mantém a mesma.

Na Figura 5.16 é apresentado o espectro de frequências obtido para pistas curvas, já na Tabela 5.16 é apresentada a avaliação dos resultados obtidos segundo as normas citadas neste trabalho.

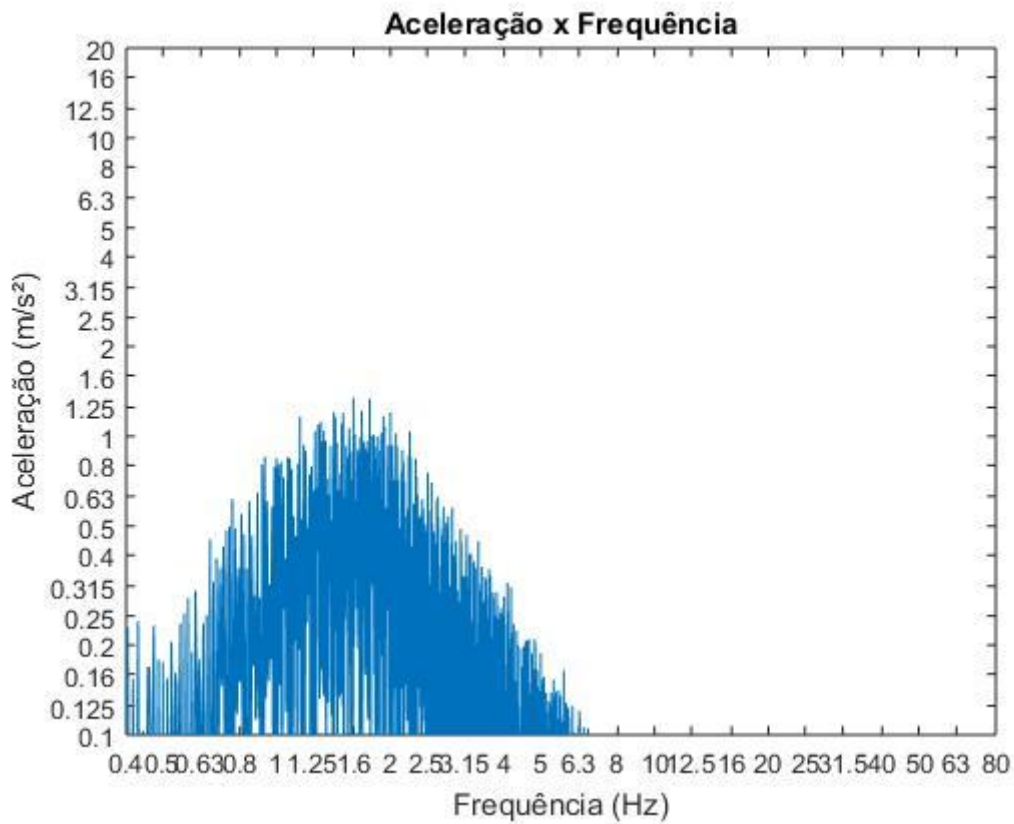


Figura 5.16 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em uma pista curva de perfil classe D.

Tabela 5.16 – Diagnóstico Final – Pista curva Classe D

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	<i>aren</i>	1,345 m/s^2	O limite de exposição é superado (<i>aren</i>).
	<i>VDVR</i>	7,217 $m/s^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	<i>A(8)</i>	1,315 m/s^2	O limite de exposição é superado (<i>A(8)</i>).
	<i>VDV</i>	7,216 $m/s^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.16	O TLV é superado.

5.7 Pista Classe E

Nas Figuras 5.17 e 5.18 são apresentados os perfis de estrada de classe E. Este perfil representa uma estrada de péssima qualidade com irregularidades de perfil de até 0,2m.

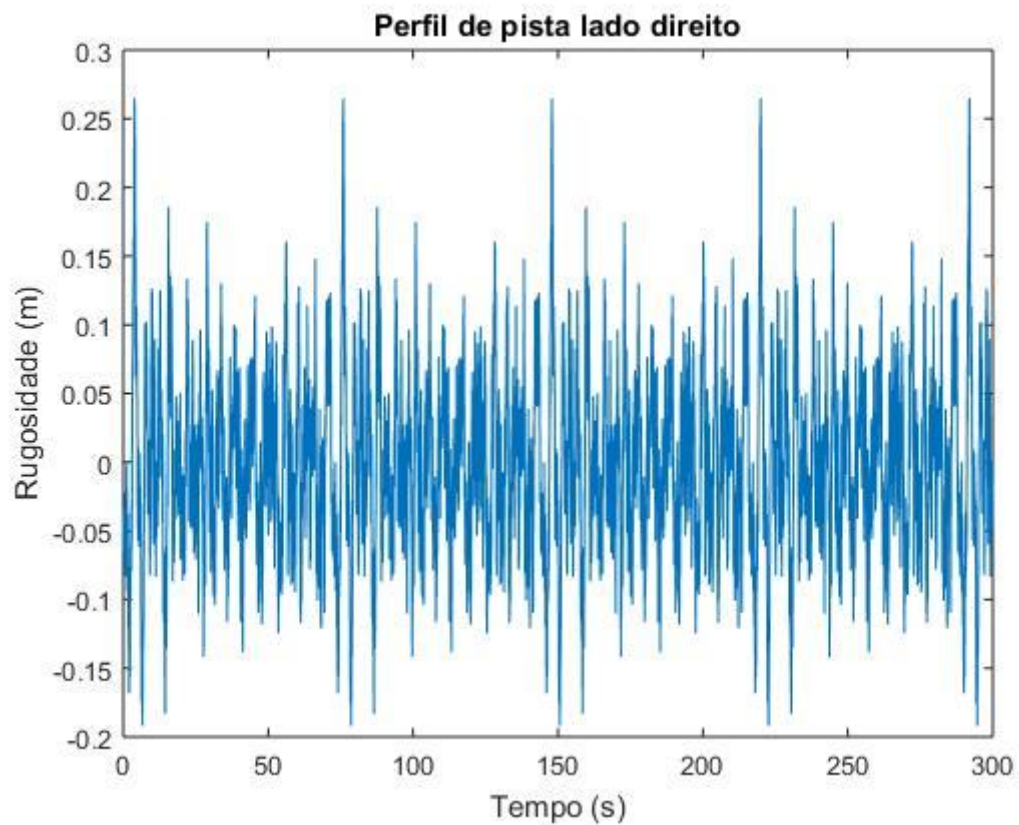


Figura 5.17 – Pista de perfil de classe E lado direito, segundo a ISO 8608, 2016.

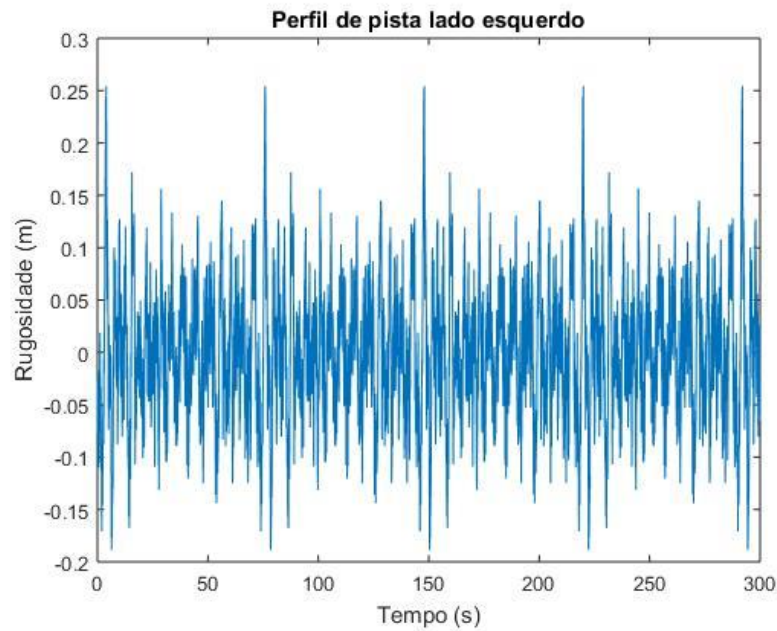


Figura 5.18 – Pista de perfil de classe E lado esquerdo, segundo a ISO 8608, 2016.

Os espectros de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista para os perfis de pista reta classe E é apresentado na Figura 5.19.

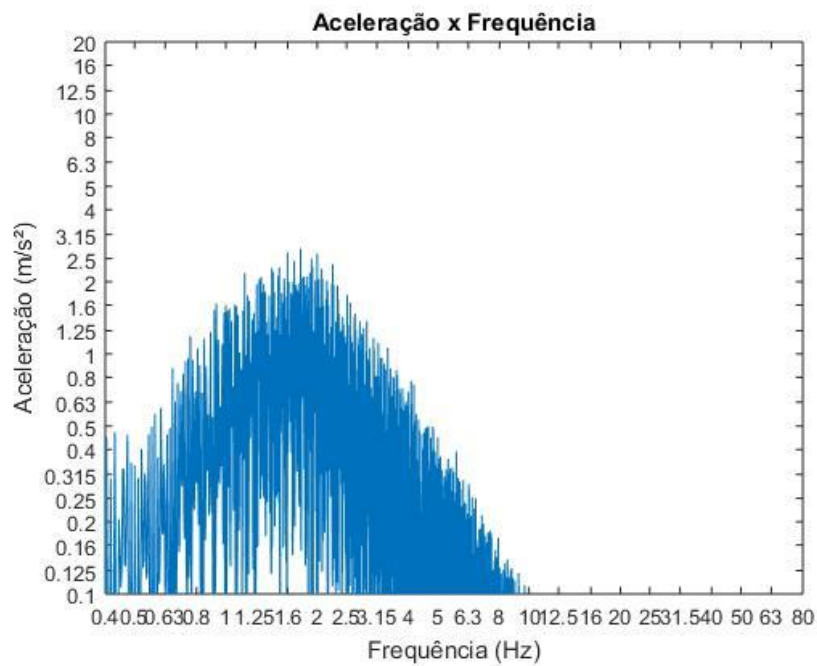


Figura 5.19 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em um perfil de pista reta classe E.

Na Tabela 5.17 são apresentados os resultados das acelerações e VDV impostas ao motorista para o perfil de estrada reta classe E além do fator de crista, que como se pode observar é menor do que 9. Com isso, segundo a ISO 2631-1, 1997, não seria necessário o cálculo do VDV.

Tabela 5.17 – Resultados obtidos através da simulação com a pista reta de perfil Classe E.

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração o Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,348	0,347	2,572	1,943	1,936	14,178	14,180	3,418	3,762	3,767	2,637

As avaliações levando em conta os critérios de avaliação de cada uma das normas da pista reta de classe E é apresentado na Tabela 5.18

Tabela 5.18 – Diagnóstico Final – Pista reta Classe E

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	$aren$	$2,637 m/s^2$	O limite de exposição é superado ($aren$).
	$VDVR$	$14,180 m/s^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	$A(8)$	$2,572 m/s^2$	O limite de exposição é superado ($A(8)$).
	VDV	$14,178 m/s^{1,75}$	
ACGIH	A_{fx}	Figura 5.19	O TLV é superado.

Na Tabela 5.19 são apresentados os resultados obtidos para a pista curva de perfil classe E.

Tabela 5.19 – Resultados obtidos através da simulação com a pista curva de perfil Classe E.

Aceleração (m/s^2)			Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$)				Fator de Crista			Aceleração Resultante (m/s^2)
am_x	am_y	am_z	VDV_x	VDV_y	VDV_z	VDV_r	FC_x	FC_y	FC_z	am_r
0,344	0,349	2,654	1,921	1,941	14,666	14,668	3,236	3,888	3,635	2,717

Os valores obtidos neste caso para a aceleração lateral são praticamente iguais aqueles obtidos para pista reta classe E, com isso observa-se que as curvas deixaram de ter influência sobre o resultado final das acelerações, sendo a maior influência então o perfil de estrada.

Na Figura 5.20 é apresentado o espectro de frequências da aceleração vertical para uma pista curva classe E e na Tabela 5.20 são apresentados os resultados finais segundo as normas supracitadas.

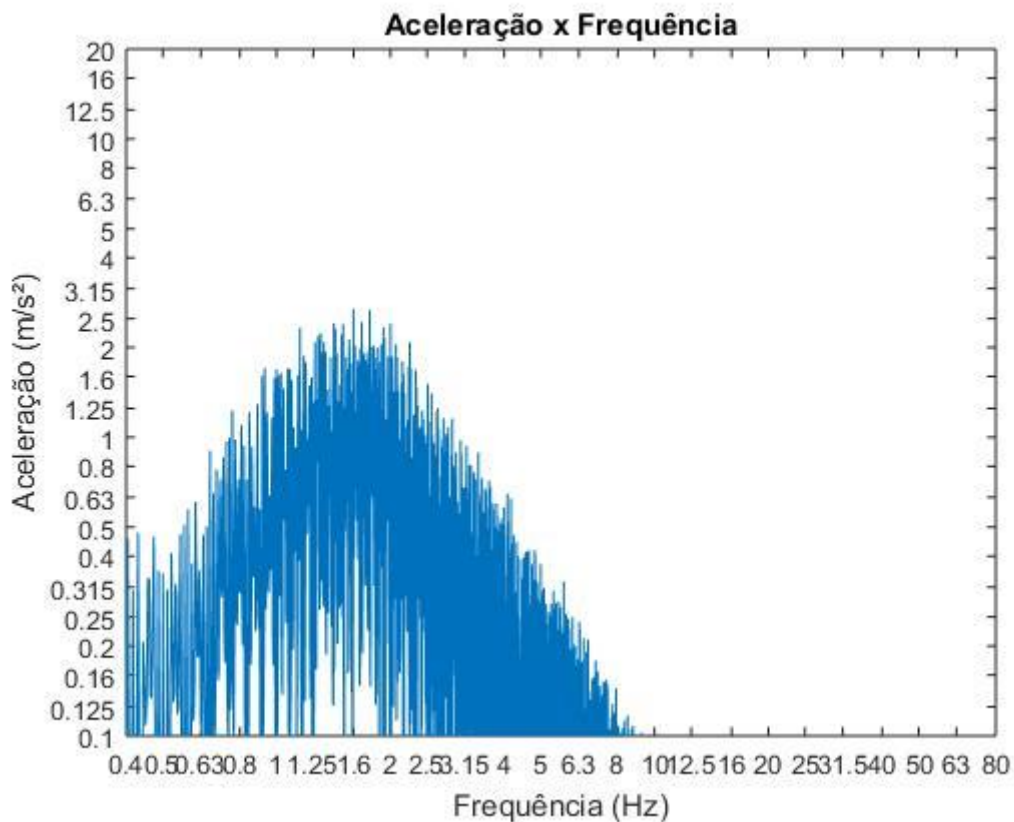


Figura 5.20 – Espectro de frequências da aceleração vertical imposta ao motorista em um perfil de pista curva classe E.

Tabela 5.20 – Diagnóstico Final – Pista curva Classe E

Normatização	Parâmetro	Resultado Obtido	Diagnóstico
NR-09 e NR-15	<i>aren</i>	$2,717 \text{ m/s}^2$	O limite de exposição é superado (<i>aren</i>).
	<i>VDVR</i>	$14,668 \text{ m/s}^{1,75}$	
Diretiva Europeia 2002/44/EC	<i>A(8)</i>	$2,654 \text{ m/s}^2$	O limite de exposição é superado (<i>A(8)</i>).
	<i>VDV</i>	$14,666 \text{ m/s}^{1,75}$	
ACGIH	<i>A_{fx}</i>	Figura 5.20	O TLV é superado.

5.8 Comparação dos Resultados Obtidos com aqueles obtidos por outros autores

Nesta seção são apresentados resultados obtidos experimentalmente por outros autores na avaliação de vibrações de corpo inteiro de motoristas de ônibus a fim de se buscar consolidar os resultados obtidos durante o desenvolvimento desta dissertação. Os resultados mais relevantes são apresentados na Tabela 5.21.

Tabela 5.21 – Resultados de trabalhos experimentais relacionados à vibração de corpo inteiro em motoristas de Ônibus.

Veículo	Referência	Tipo de Estrada	Acelerações (m/s ²)			
			am_x	am_y	am_z	am_r
Ônibus Urbano	Zanol, 2014	Asfalto	-----	-----	-----	0,61
Ônibus Urbano	Zanol, 2014	Calçamento	-----	-----	-----	1,11
Ônibus com piso baixo	Thamsuwan et al., 2013	Autoestrada regular	0,11	0,13	0,42	0,48
		Autoestrada irregular	0,14	0,15	0,53	0,60
		Vias Urbanas	0,36	0,14	0,39	0,67
		Trecho com lombada	0,17	0,19	0,39	0,53
Ônibus com piso alto		Autoestrada regular	0,11	0,11	0,37	0,43
		Autoestrada irregular	0,15	0,12	0,50	0,57
		Vias Urbanas	0,14	0,11	0,35	0,43
		Trecho com lombada	0,55	0,52	0,44	1,13
Ônibus	Bettencourt Neto, 2006	-----	0,18	0,19	0,44	0,57
Ônibus Urbano	Bovenzi et al., 2006	-----	0,13	0,13	0,43	0,51
Ônibus	Blood et al., 2010	Auto estrada nova	0,11	0,11	0,43	0,48
		Auto estrada antiga	0,13	0,12	0,51	0,57
		Vias Urbanas	0,14	0,11	0,36	0,44
		Trecho com lombada	0,17	0,15	0,36	0,48

Observando os resultados obtidos experimentalmente por outros autores nota-se como a falta de uma influência da dinâmica vertical nas dinâmicas lateral e longitudinal do veículo, tal como neste trabalho, faz com que as acelerações obtidas nestas direções sejam menores do que as obtidas experimentalmente.

Um exemplo claro disso pode ser visto nos resultados obtidos para as pistas de Classe A, B e C utilizadas neste presente trabalho, onde as acelerações laterais e longitudinais são menores que $0,1 \text{ m/s}^2$, resultado que não foi obtido para nenhum dos autores observados, muito pelo contrário, todos os autores obtiveram resultados de acelerações laterais e longitudinais relevantes, alguns de grandeza semelhante ou até maiores que a própria aceleração vertical imposta ao motorista de ônibus. Destacam-se nesse sentido, os resultados obtidos por Thamsuwan et al., 2013, para ônibus com piso baixo trafegando por vias urbanas e para ônibus com piso alto trafegando por um trecho com lombada onde a aceleração longitudinal é da ordem de grandeza ou até maior que a aceleração vertical.

Todavia, quando se comparam somente as acelerações verticais obtidas no presente trabalho com aquelas apresentadas na Tabela 5.14, nota-se que os resultados obtidos foram muito semelhantes, por exemplo nos resultados obtidos por Blood et al., 2010 e Thamsuwan et al., 2013, para veículos trafegando em vias urbanas nota-se a proximidade dos resultados obtidos com aqueles obtidos para a pista de Classe B. Além disso a grande maioria dos resultados apresentados na Tabela 5.14, se encontram entre os resultados obtidos para as pistas de classe B e de classe C que são os perfis de pista mais comumente encontrados.

5.9 Verificação da influência da massa do motorista sobre as vibrações a ele impostas

Durante o desenvolvimento deste trabalho em todas as simulações aqui realizadas a massa do motorista juntamente com seu assento sempre foi considerada como 100 kg. Porém dentro da sociedade se encontram pessoas com as mais diversas massas corporais, desde pessoa de baixa estatura e muito magras, até pessoas de maior estatura e maior peso. Assim buscou-se entender a influência da massa do motorista sobre a dinâmica do ônibus nas 3 direções. Para isso variou-se de 5 em 5 kg a massa e fez-se simulações sobre uma pista de perfil classe C com curvas conforme as seções anteriores. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.22.

Tabela 5.22 – Resultados obtidos da aceleração imposta ao motorista para diferentes massas de motorista.

Massa do motorista + assento	$am_x(m/s^2)$	$am_y(m/s^2)$	$am_z(m/s^2)$	$am_r(m/s^2)$
90	0,0870	0,0983	0,6736	0,6913
95	0,0870	0,0982	0,6567	0,6748
100	0,0869	0,0982	0,6408	0,6593
105	0,0869	0,0982	0,6260	0,6449
110	0,0869	0,0982	0,6120	0,6314
115	0,0869	0,0981	0,5989	0,6187
120	0,0868	0,0981	0,5866	0,6067
125	0,0868	0,0981	0,5749	0,5955
130	0,0868	0,0981	0,5639	0,5848

Observando a Tabela 5.21 observa-se que conforme aumenta a massa do motorista as acelerações impostas a ele diminuem, porém, a maior influência da massa do motorista está sobre a aceleração vertical sofrida por ele, isto fica claro quando se compara os resultados obtidos para a massa de 90 kg com aqueles obtidos para a massa de 130 kg, onde a variação nas acelerações longitudinal e lateral foram de 0,002 m/s² e na aceleração vertical foi de 0,1065 m/s².

6 CONCLUSÕES

Durante o desenvolvimento dessa dissertação foi estudada a exposição de motoristas de ônibus a vibrações de corpo inteiro, nosso primeiro objetivo era discutir os diferentes critérios adotados por cada uma das normatizações na avaliação de vibrações de corpo inteiro, destacou-se nesse passo a normatização brasileira por ser mais rigorosa que as demais, adotando como critério através dos seus indicadores (*aren e VDVR*), o efeito conjunto da vibração nos três eixos ao invés de avaliar a vibração somente no pior eixo. Do ponto de vista de buscar prevenir futuros danos à saúde do trabalhador é interessante visto que o efeito combinado da vibração nos três eixos sempre será maior do que se analisado os três separadamente. Além disso a avaliação somente da vibração no pior eixo vem sendo questionada em trabalhos ligados ao tema.

Para alcançarmos todos os resultados foi necessário o desenvolvimento de rotinas computacionais, visto que o cálculo analítico nessa situação seria inviabilizado pelo grande número de iterações necessárias para alcançarmos os resultados. Os resultados obtidos mostraram que trabalhos numéricos como este, conseguem representar muito bem os perfis de estrada e a dinâmica vertical de veículos e para este fim são muito válidos. Porém, para representações da dinâmica lateral e longitudinal de um veículo são necessários o uso de modelos mais refinados, utilizando-se de uma melhor integração entre as dinâmicas vertical, lateral e longitudinal de um veículo. Isto fica claro quando são comparados os resultados obtidos experimentalmente por diversos autores com os obtidos durante a execução deste trabalho.

Analisando a influência da massa do motorista sobre as vibrações impostas a este, percebeu-se que conforme aumenta a massa do trabalhador diminui a intensidade da vibração vertical sofrida por ele, porém nos demais eixos as vibrações sofridas se mantiveram praticamente constantes, isso provavelmente ocorre por que as dinâmicas lateral e longitudinal do modelo utilizado não são influenciadas pela dinâmica vertical.

Estudos na área de medicina e segurança do trabalho são de extrema importância para o mercado de trabalho, pois visam que o trabalhador não sofra acidentes e nem se adoça exercendo a sua profissão, e que o trabalho seja apenas um meio de sustento do trabalhador e não um causador de adoecimento. Assim, é essencial o estudo na área de vibrações de corpo

inteiro, pois milhares de trabalhadores todos os dias estão expostos a esse agente físico, e assim é necessário o avanço no sentido da prevenção e não da mitigação dos agentes causadores.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Durante o desenvolvimento do trabalho notou-se aspectos que poderiam ser melhorados em trabalhos futuros, listados abaixo:

- a) Melhor integração entre as dinâmicas vertical, lateral e longitudinal do veículo, estudando os efeitos conjuntos delas.
- b) Veículos trafegando com velocidades variáveis.
- c) Usar um modelo mais avançado para descrição dos pneus do veículo, assim como a “Magic Tyre Formula” de Hans Bastiaan Pacejka.
- d) Usar a IRI (International Roughness Index), metodologia bastante aplicada à classificação de estradas.
- e) Fazer análise de sensibilidade nos parâmetros constantes.
- f) Fazer trabalho experimental buscando validar os resultados obtidos numericamente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACGIH. **TLVs e BEIs – Baseados na Documentação dos Limites de Exposição Ocupacional (TLVs) para Substâncias Químicas e Agentes Físicos & Índices Biológicos de Exposição (BEIs)**. Associação Brasileira de Higienistas Ocupacionais, Brasil, 2013.

Albinsson, A. e Routledge, C. **The Damper Level Influence on Vehicle Roll, Pitch, Bounce and Cornering Behaviour of Passenger Vehicles – A Study in Cooperation with Volvo Car Corporation**. Chalmers University, Sweden, 2013.

Ayalew, B., Yu, N., Muthiah, S. e Kulakowski, B. **A Study of Combined Braking and Cornering Performance of a Transit Bus Using Validated Computer Simulation**. Proceedings of 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2004.

Barbosa, R.S. Vehicle Dynamic Response Due to Pavement Roughness. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. XXXIII, n^o. 3, p. 302- 307, 2011.

Bettencourt Neto, R.M. **Exposição Ocupacional a Vibrações Transmitidas ao Corpo Inteiro: Fatores Condicionantes na Condução de Autocarros Urbanos**. Tese de Doutorado, Universidade Técnica de Lisboa, 2006.

Blood, R.P., Ploger, J.D., Yost, M.G., Ching, R.P. e Johnson, P.W. Whole Body Vibration Exposures in Metropolitan Bus Drivers: A Comparison of Three Seats. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 329, p. 109-210, 2010.

Bovenzi, N., Rui, F., Negro, C., D'Agostin, F., Angotzi, G., Bianchi, S., Bramanti, L., Festa, G., Gatti, S., Pinto, I., Rondina, L. e Stacchini, F. An Epidemiological Study of Low Back Pain in Professional Drivers. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 298, p. 514-539, 2006.

Bovenzi, M. A Longitudinal Study of Low Back Pain and Daily Vibration Exposure in Professional Drivers. **Industrial Health**, vol. 48, p. 584 – 595, 2010.

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

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

Dodds, C.J. e Robson, J.D. The Description of Road Surface Roughness. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 31, n^o. 2, p. 175-183, 1973.

European Commission. **Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the Minimum Health and Safety Requirements Regarding the Exposure of Workers to the Risks Arising from Physical Agents (Vibration)**. Official Journal of the European Communities, L.177/13, 2002.

Flores, C. B.; **Comparação entre metodologias de avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro em motoristas de ônibus através de simulação numérica**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil, 2015.

Fundacentro. **Norma de Higiene Ocupacional 09: Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro**. Brasil, 2012.

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

Hassaan, G. e Mohammed, N. A. A. Frequency Response of a 10 Degrees of Freedom Full-car Model for Ride Comfort. **International Journal of Scientific Research Engineering & Technology**, vol. 4, p. 43–49, 2015.

International Organization for Standardization. **ISO 2631-1: Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration**. Geneve, 1997.

International Organization for Standardization. **ISO 8608: Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data**. Geneve, 2016.

Newland, D.E. **An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis**. Dover Publications, New York, 1993.

Newmark, N. M. **A method of Computation for Structural Dynamics**. ASCE Journal of Engineering Mechanics Division, Vol. 85, No. EM3, 1959.

Pazooki, A., Rakheja, S. e Cao, D.. Modeling and Validation of Off-Road Vehicle Ride Dynamics. **Mechanical Systems and Signal Processing**, vol. 28, p. 679-695, 2012.

Rajamani, R. **Vehicle Dynamics and Control**. Springer, New York, 2006.

Sayers, M.W. **Dynamic Terrain Inputs to Predict Structural Integrity of ground Vehicles**. The University of Michigan Transportation Research Institute, Michigan, 1998.

Sekulic, D, Dedovic, V., Rusov, S., Salinic, S. e Obradovic, A. Analysis of Vibration Effects on the Comfort of Intercity Bus Users by Oscillatory Model with Ten Degrees of

Freedom. **Applied Mathematical Modelling**, vol. 37, p. 8629 – 8644, 2013.

Shinozuka, M. e Jan, C-M. Digital Simulation of Random Processes and its Applications. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 25-1, p. 111-128, 1972.

Thamsuwan, O., Blood, R., Ching, R., Boyle, L. e Johnson, P. Whole Body Vibration Exposures in Bus Drivers: A Comparison Between a High-Floor Coach and a Low-Floor City Bus. **International Journal of Industrial Ergonomics**, vol. 43, p. 9-17, 2013.

Yu, N., Muthiah, S. e Kulakowski, B. **Analysis of Steady-State Handling Behavior of a Transit Bus**. 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, 2006.

Zanol, E. J.; **Avaliação dos níveis de vibração de corpo inteiro sofridas por motoristas de ônibus urbanos em diferentes tipos de pista**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil, 2014.

APÊNDICE A - Parâmetros utilizados para implementação do modelo de ônibus

Tabela A.1 – Parâmetros geométricos do ônibus

Parâmetro	Descrição	Valor
	Número de eixos	2
a	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade do ônibus	3,61 m
b	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade do ônibus	2,04 m
l	Distância entre os eixos	5,65 m
f_1	Distância das rodas dianteiras (esquerda e direita) ao centro de gravidade do eixo dianteiro	1,00 m
e_1	Distância dos elementos de suspensão dianteiros ao centro de gravidade do eixo dianteiro e eixo x (longitudinal)	0,70 m
f_2	Distância das rodas traseiras (esquerda e direita) ao centro de gravidade do eixo traseiro	1,00 m
e_2	Distância dos elementos de suspensão traseiros ao centro de gravidade do eixo traseiro e eixo x	0,80 m
s_1	Distância do assento do motorista ao eixo x	0,65 m
s_2	Distância do assento do motorista ao eixo y (transversal)	5,45 m
s_3	Distância do assento do passageiro 1 ao eixo x	0,80 m
s_4	Distância do assento do passageiro 1 ao eixo y	0,50 m
s_5	Distância do assento do passageiro 2 ao eixo x	0,40 m
s_6	Distância do assento do passageiro 2 ao eixo y	4,20 m
r_a	Distância dos elementos de suspensão do eixo traseiro ao eixo traseiro	0,30 m

[Fonte: adaptado de Sekulic et al, 2013.]

Tabela A.2 – Parâmetros de massa do ônibus

Parâmetro	Descrição	Valor
m_{mot}	Massa do motorista e seu assento	100 kg
mp_1	Massa do passageiro 1 e seu assento	90 kg
mp_2	Massa do passageiro 2 e seu assento	90 kg
m	Massa suspensa do ônibus carregado	15890 kg
mpm	Massa do eixo dianteiro	746 kg
m_{zm}	Massa do eixo traseiro	1355 kg
J_x	Momento de inércia da massa suspensa com relação ao eixo x	13000 kg m ²
J_y	Momento de inércia da massa suspensa com relação ao eixo y	150000 kg m ²
J_{x1}	Momento de inércia do eixo dianteiro em relação ao eixo x_1	350 kg m ²
J_{x2}	Momento de inércia do eixo dianteiro em relação ao eixo x_2	620 kg m ²

[Fonte: adaptado de Sekulic et al., 2013.]

Tabela A.3 – Parâmetros oscilatórios do ônibus

Parâmetro	Descrição	Valor
k_{sv}	Coefficiente de rigidez do sistema de suspensão do assento do motorista	10000 N/m
c_{sv}	Coefficiente de amortecimento do sistema de suspensão do assento do motorista	750 Ns/m
k_{sp1}, k_{sp2}	Coefficiente de rigidez dos assentos dos passageiros 1 e 2	40000 N/m
c_{sp1}, c_{sp2}	Coefficiente de amortecimento dos assentos dos passageiros 1 e 2	220 Ns/m
k_p	Rigidez da bolsa de ar no eixo dianteiro	175000 N/m
k_l	Rigidez do amortecedor no eixo dianteiro	20000 Ns/m
c_p	Coefficiente de amortecimento do amortecedor equivalente aos lados direito e esquerdo do eixo dianteiro	40000 Ns/m
k_2	Rigidez da bolsa de ar no eixo traseiro	200000 Ns/m
k_z	Coefficiente de rigidez da bolsa de ar equivalente, referente aos lados direito e esquerdo do eixo traseiro	408650 N/m
c_2	Coefficiente de amortecimento do amortecedor no eixo traseiro	22500 Ns/m
c_z	Coefficiente de amortecimento do amortecedor, equivalente aos lados direito e esquerdo do eixo traseiro	45973 Ns/m
k_{pp}	Rigidez individual dos pneus nos eixos dianteiro e traseiro	1000000 N/m
k_{zp}	Rigidez equivalente dos pneus à direita e à esquerda do eixo traseiro	2000000 N/m
c_{pp}	Amortecimento individual dos pneus nos eixos dianteiro e traseiro	150 Ns/m
c_{zp}	Amortecimento equivalente dos pneus à direita e à esquerda do eixo traseiro	300 Ns/m

[Fonte: adaptado de Sekulic et al, 2013.]

APÊNDICE B - Acelerações obtidas no assento do motorista durante as rotinas desenvolvidas para pistas curvas de classe A, B e C.

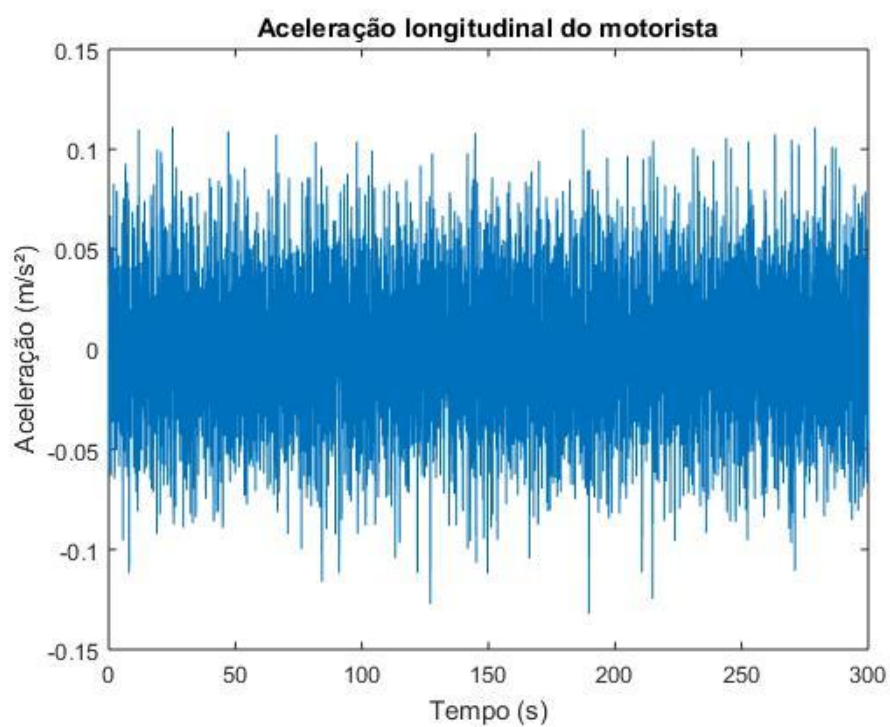


Figura A.1 – Aceleração longitudinal do motorista para pista curva de perfil A.

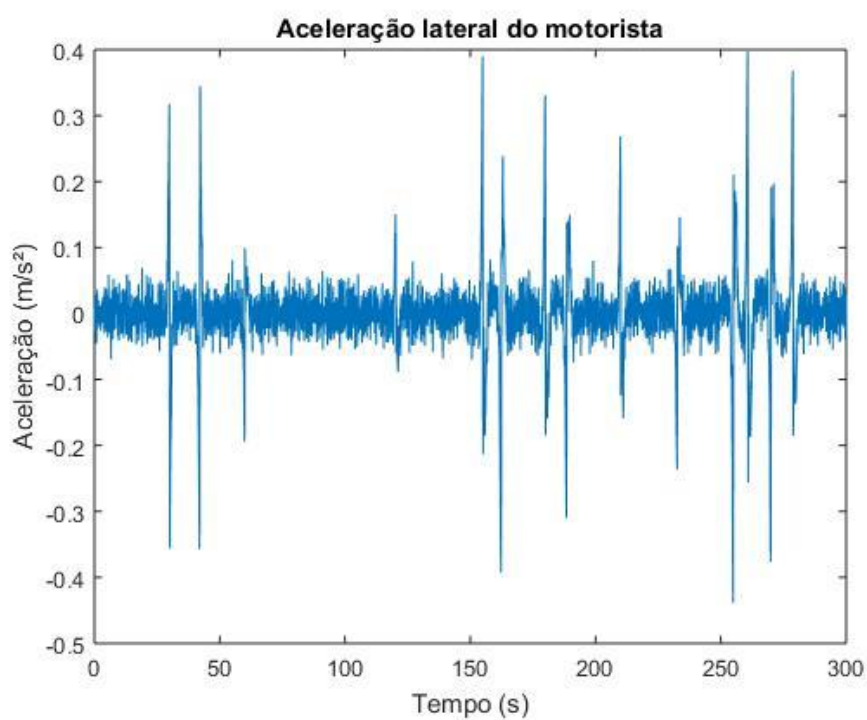


Figura A.2 – Aceleração lateral do motorista para pista curva de perfil A.

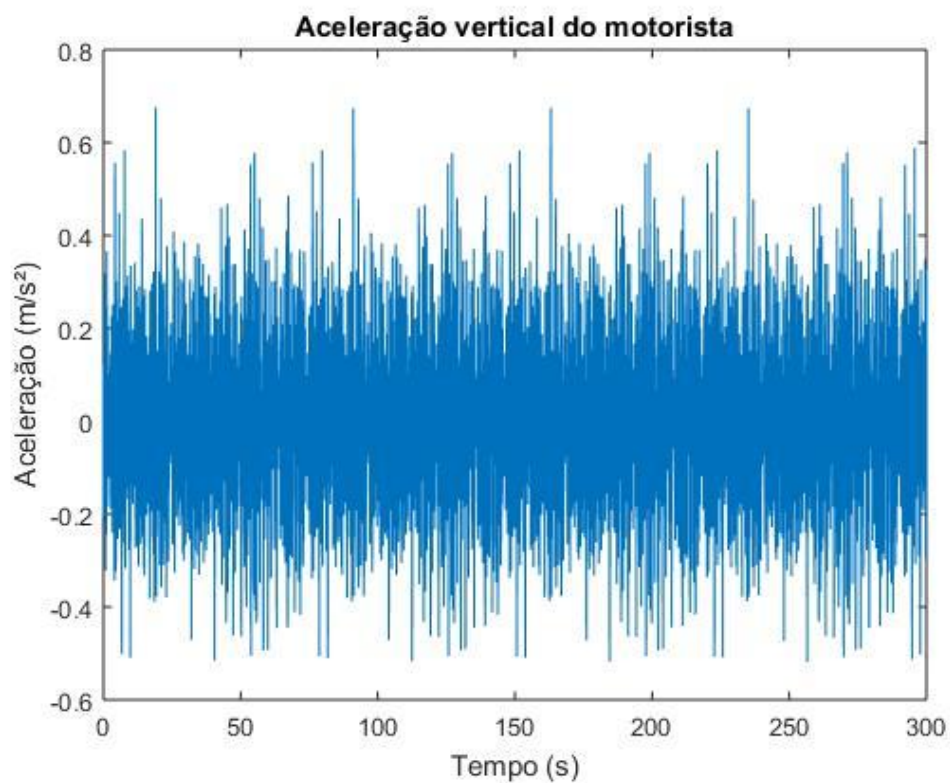


Figura A.3 – Aceleração vertical do motorista para pista curva de perfil A.

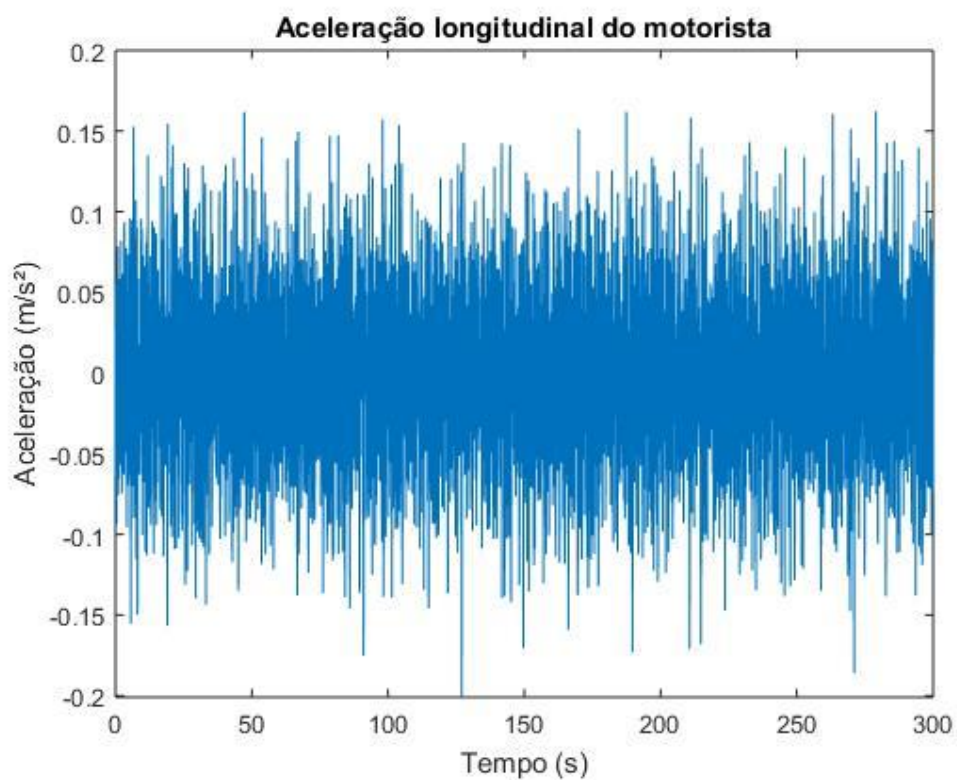


Figura A.4 – Aceleração longitudinal do motorista para pista curva de perfil B.

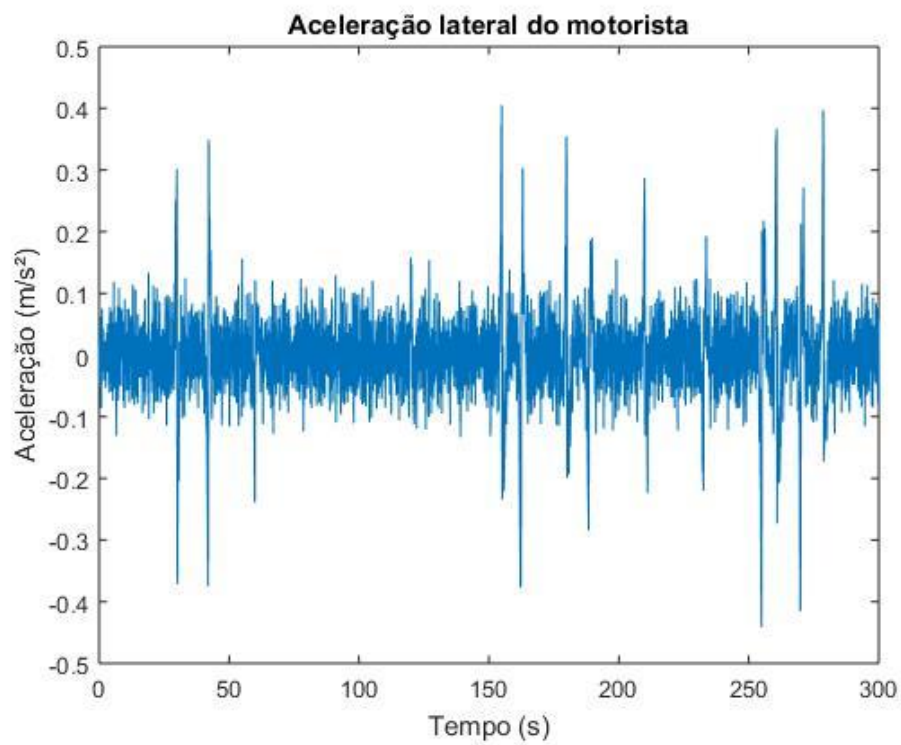


Figura A.5 – Aceleração lateral do motorista para pista curva de perfil B.

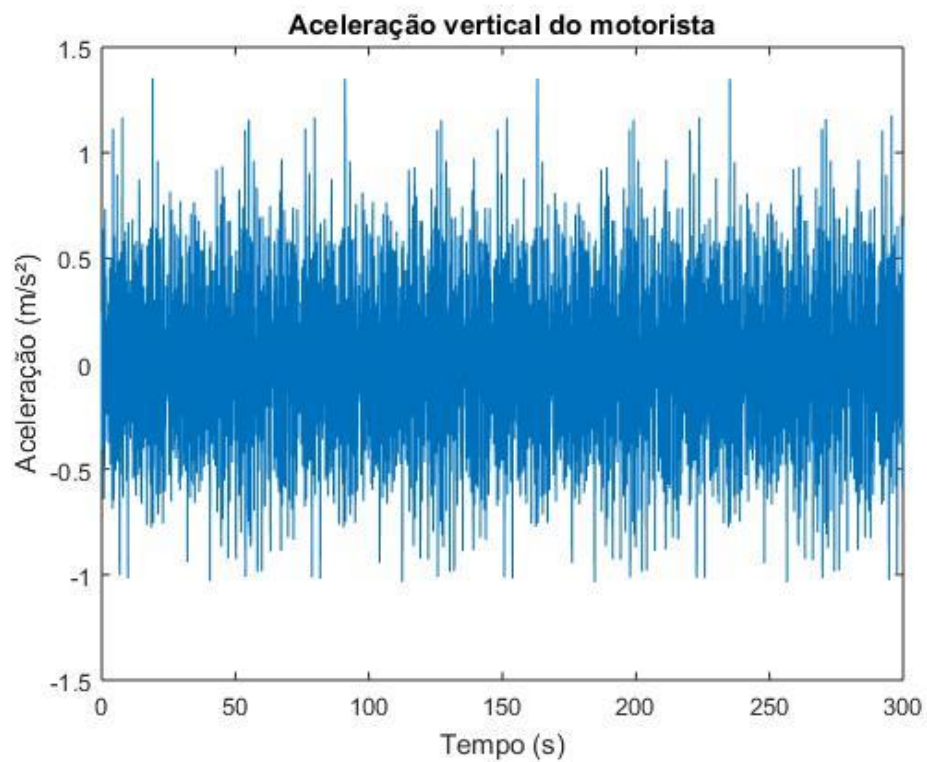


Figura A.6 – Aceleração vertical do motorista para pista curva de perfil B.

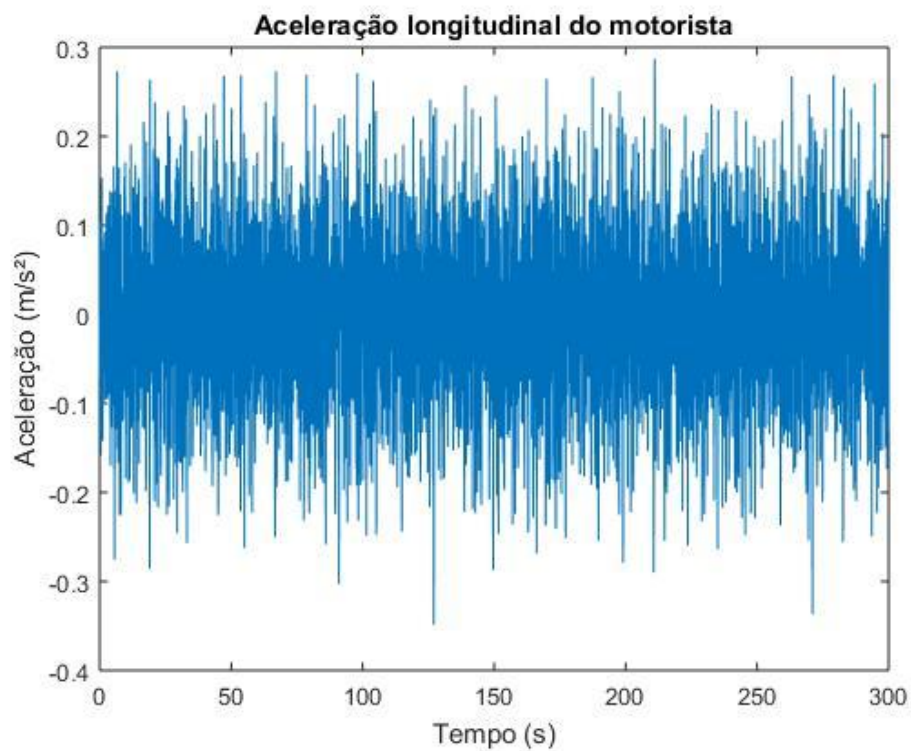


Figura A.7 – Aceleração longitudinal do motorista para pista curva de perfil C.

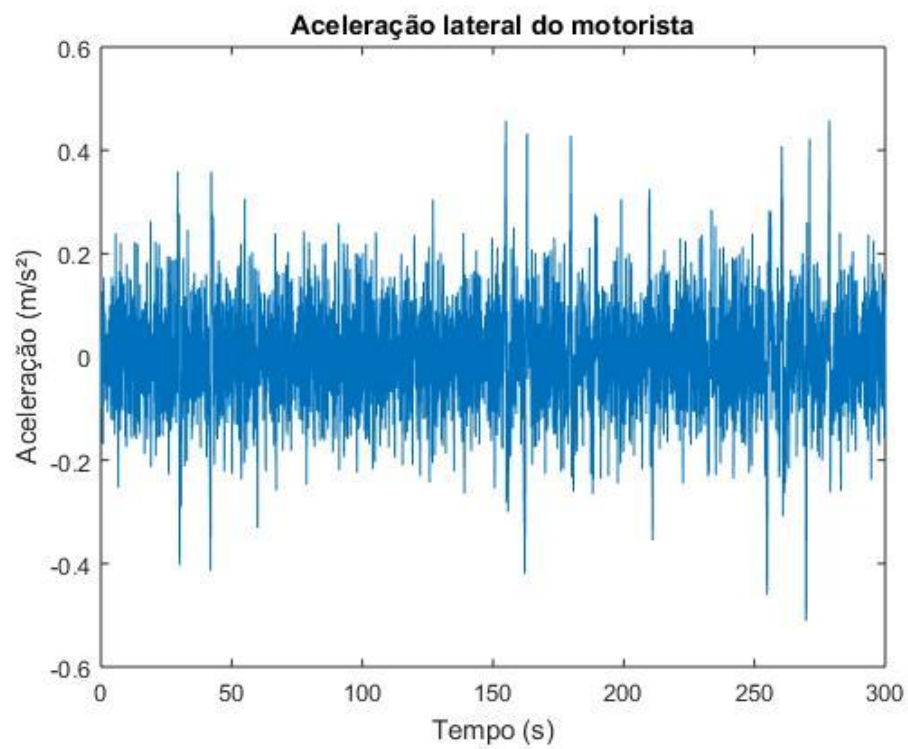


Figura A.8 – Aceleração lateral do motorista para pista curva de perfil C.

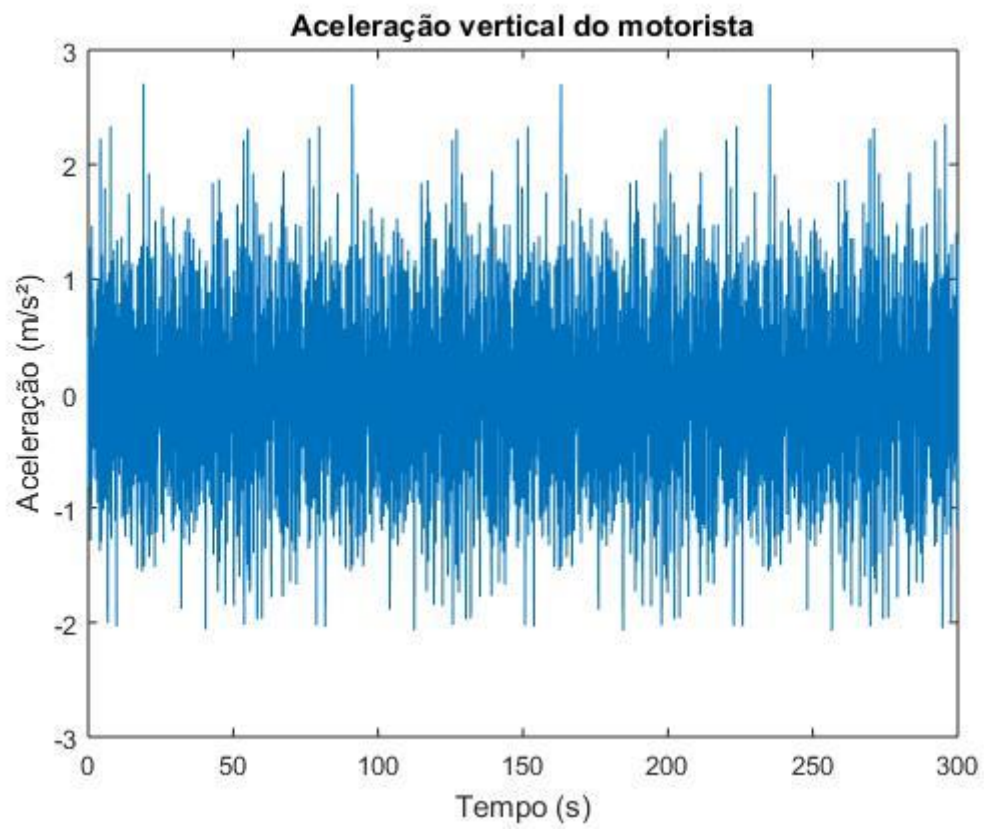


Figura A.9 – Aceleração vertical do motorista para pista curva de perfil C.