

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

COMPARAÇÃO DE METODOLOGIAS DE AVALIAÇÃO DA EXPOSIÇÃO
OCUPACIONAL A VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM MOTORISTAS DE ÔNIBUS
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

por

Cibele Rabassa Flores

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, outubro de 2015.

COMPARAÇÃO DE METODOLOGIAS DE AVALIAÇÃO DA EXPOSIÇÃO
OCUPACIONAL A VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM MOTORISTAS DE ÔNIBUS
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

por

Cibele Rabassa Flores
Engenheira Mecânica e de Automóvel

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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof^a Dr^a Leticia Fleck Fadel Miguel

Aprovada por:

Prof. Dr. Alberto Tamagna, PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Jorge Daniel Riera, PPGEC / UFRGS

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

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de outubro de 2015.

RESUMO

O presente trabalho tem por finalidade discutir a avaliação da exposição ocupacional às vibrações de corpo inteiro segundo os critérios estabelecidos pelo Anexo 1 da Norma Regulamentadora 09, pela Diretiva Europeia 2002/44/EC e pela ACGIH, avaliando as diferenças entre os indicadores envolvidos e a sua conexão com os estudos recentes ligados ao tema. Para tal, o modelo dinâmico que representa um ônibus é submetido a diferentes perfis de estrada, utilizando os parâmetros de densidade espectral de potência apresentados na ISO 8608 (1995). Os indicadores da exposição (e os espectros de frequência, no caso da ACGIH) são avaliados, de forma a verificar a aceitabilidade da exposição. O modelo dinâmico utilizado para representar o ônibus é também analisado, considerando diferentes situações de exposição. Além disso, resultados de trabalhos experimentais são avaliados segundo os diferentes critérios legais, a fim de permitir a análise do comportamento dos indicadores em um maior número de situações de exposição. Os resultados mostram a importância da realização da avaliação de acordo com os requisitos legais e a necessidade de utilizar o previsto na Norma Regulamentadora 09 durante a etapa de projeto de novos equipamentos, de forma que seus usuários sejam expostos a menores níveis de vibração. Além dos riscos à saúde, a exposição ocupacional a vibrações acima dos limites legais enseja o pagamento de adicional de insalubridade, com consequências financeiras consideráveis para as empresas que utilizam máquinas e equipamentos inadequados.

Palavras-chave: Vibração de corpo inteiro; modelo de veículo; critérios legais; rugosidade de estradas; simulação numérica.

ABSTRACT

This study aims to discuss the assessment of occupational exposure to whole-body vibration according to the criteria established by Annex 1 of Regulatory Standard 09, European Directive 2002/44/EC, and ACGIH, evaluating the differences between the measures and their connection with recent studies related to the topic. To this end, the dynamic model of a bus is subjected to different road profiles, using the Power Spectral Density parameters presented in ISO 8608 (1995). Exposure indicators (and the frequency spectra in the case of ACGIH) are evaluated to verify the acceptability of exposure. The dynamic model of the bus is also analyzed considering different exposure situations. Besides, results of experimental work are evaluated according to different legal criteria, to analyze the behavior of the indicators in a greater number of situations. The results show the importance of assessment made in compliance with the legal requirements, and the need to apply the provisions of the Regulatory Standard 09 during the design stage of new equipment, so that their users are exposed to lower levels of vibration. In addition to the health risks, the workers exposure to vibration levels above the exposure limit values entails the payment of insalubrity premium, with considerable financial consequences for companies using that equipment and vehicles.

Keywords: Whole-body vibration; vehicle model; legal criteria; road roughness; numerical simulation.

ÍNDICE

| | | |
|----------|--|------------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Justificativa | 3 |
| 1.2 | Objetivos | 4 |
| 1.3 | Organização do Trabalho | 4 |
| 2 | ASPECTOS FUNDAMENTAIS NA AVALIAÇÃO DA EXPOSIÇÃO ÀS VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO | 6 |
| 2.1 | Conceitos..... | 6 |
| 2.1.1 | Espectro de Frequências | 8 |
| 2.1.2 | Ponderação, Aceleração RMS e VDV..... | 10 |
| 2.2 | Comparação das Disposições Legais e Normativas em Vigor | 12 |
| 2.2.1 | Vibrações no Âmbito da Legislação Brasileira..... | 12 |
| 2.2.2 | ISO 2631-1 (1997) e Diretiva Europeia 2002/44/EC | 15 |
| 2.2.3 | ACGIH (<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>) | 18 |
| 2.3 | Estudos Recentes Relacionados aos Limites de Exposição | 20 |
| 2.4 | Avaliação e Controle da Exposição dos Trabalhadores às VCI: Desafios e Tendências | 23 |
| 3 | MODELOS UTILIZADOS | 26 |
| 3.1 | Aplicação da Teoria de Campos Aleatórios na Caracterização de Superfícies de Estradas..... | 26 |
| 3.1.1 | Modelo de PSD de Estradas Proposto por Dodds e Robson (1973) | 28 |
| 3.1.2 | Modelo de PSD Proposto pela ISO 8608 (1995) | 29 |
| 3.1.3 | Determinação do Perfil de Rugosidade da Pista | 31 |
| 3.2 | Modelos de Veículos e Equações de Movimento | 33 |
| 3.2.1 | Modelo de Um Quarto de Veículo | 38 |
| 3.2.2 | Modelo de Ônibus com Representação Completa da Dinâmica Vertical..... | 39 |
| 3.2.3 | Modelo de Ônibus com Representação das Dinâmicas Vertical e Lateral | 43 |
| 3.2.4 | Solução da Equação de Movimento: Método de Newmark..... | 46 |
| 4 | VALIDAÇÃO DAS ROTINAS COMPUTACIONAIS DESENVOLVIDAS | 49 |
| 4.1 | Solução das Equações de Movimento pelo Método de Newmark | 49 |
| 4.2 | Geração do Espectro de Frequências..... | 53 |
| 4.3 | Ponderação e Determinação de Valores RMS e de Quarta Potência | 57 |
| 4.4 | Geração do Perfil da Estrada..... | 61 |
| 4.4.1 | Geração do Perfil de Aceleração da Pista | 67 |
| 4.5 | Implementação do Modelo de Ônibus..... | 68 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 71 |
| 5.1 | Aspectos Preliminares | 71 |
| 5.2 | Modelo de Ônibus com Representação Completa da Dinâmica Vertical..... | 73 |
| 5.2.1 | Pista Classe A..... | 74 |
| 5.2.2 | Pista Classe B..... | 76 |
| 5.2.3 | Pistas Classe C, D e E..... | 79 |
| 5.3 | Avaliação de Exposições Registradas na Literatura..... | 86 |
| 5.4 | Modelo de Ônibus com Representação das Dinâmicas Vertical e Lateral | 90 |
| 5.5 | Considerações Finais | 99 |
| 6 | CONCLUSÕES | 102 |
| 6.1 | Sugestões para Trabalhos Futuros..... | 103 |

| | |
|---|------------|
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 104 |
| APÊNDICE A – INDICADORES DA EXPOSIÇÃO ÀS VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO | 109 |
| APÊNDICE B – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS, DE MASSA E OSCILATÓRIOS RELACIONADOS AO MODELO DE ÔNIBUS IMPLEMENTADO | 112 |
| APÊNDICE C – VALORES DE ACELERAÇÃO E VDV ENCONTRADOS NA LITERATURA | 115 |

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-------------|--|----|
| Figura 2.1 | Comportamento do VDV e da aceleração RMS | 8 |
| Figura 2.2 | a) Representação do vetor como uma típica componente senoidal; b) representação como uma soma de vetores contra-girantes..... | 9 |
| Figura 2.3 | Zonas de cautela para avaliação da exposição a VCI..... | 16 |
| Figura 2.4 | Limites de aceleração vertical em função da frequência e tempo de exposição | 19 |
| Figura 2.5 | Limites da aceleração transversal e longitudinal em função da frequência e tempo de exposição | 19 |
| Figura 3.1 | Modelo de meio veículo utilizado para avaliação da dinâmica vertical..... | 34 |
| Figura 3.2 | Modelo de carro completo, utilizado para avaliação da vibração vertical ... | 35 |
| Figura 3.3 | Modelo da bicicleta | 36 |
| Figura 3.4 | Representação considerando as quatro rodas..... | 37 |
| Figura 3.5 | Representação de modelo de quarto de veículo | 38 |
| Figura 3.6 | Modelo oscilatório do ônibus IK-301 | 40 |
| Figura 4.1 | Comparação entre a solução analítica e a numérica obtida através da rotina desenvolvida | 51 |
| Figura 4.2 | Comparação entre a solução analítica e a numérica obtida através da rotina implementada para a massa não suspensa (corpo 1)..... | 52 |
| Figura 4.3 | Comparação entre a solução analítica e a numérica obtida através da rotina implementada para a massa suspensa (corpo 2) | 53 |
| Figura 4.4 | Resposta em termos de aceleração das massas suspensa e não suspensa, submetidas à excitação harmônica. | 54 |
| Figura 4.5 | Espectro de frequência obtido através da <i>fft</i> aplicada sobre o sinal de aceleração da massa não suspensa | 55 |
| Figura 4.6 | Espectro de frequência obtido através da <i>fft</i> aplicada sobre o sinal de aceleração da massa suspensa..... | 56 |
| Figura 4.7 | Sinal de aceleração senoidal | 57 |
| Figura 4.8 | Espectro de frequências correspondente ao sinal de aceleração senoidal apresentado na Figura 4.7..... | 58 |
| Figura 4.9 | Densidade de potência correspondente ao sinal de aceleração senoidal apresentado na Figura 4.7 | 58 |
| Figura 4.10 | Sinal de aceleração ponderado em frequência | 59 |
| Figura 4.11 | Perfis traçados através de $G_d(n)$, $G_d(\omega)$ e $G_d(f)$ | 62 |
| Figura 4.12 | Vista aproximada do gráfico apresentado na Figura 4.11 | 62 |
| Figura 4.13 | Perfil de deslocamento – Caso 1 | 64 |
| Figura 4.14 | Perfil de deslocamento apresentado por Kropac (2005) – Caso 1 | 64 |
| Figura 4.15 | Perfil de deslocamento – Caso 2 | 65 |
| Figura 4.16 | Perfil de deslocamento apresentado por Kropac (2005) – Caso 2 | 65 |
| Figura 4.17 | Perfil de deslocamento – Caso 3 | 66 |
| Figura 4.18 | Perfil de deslocamento apresentado por Kropac (2005) – Caso 3 | 66 |
| Figura 4.19 | Perfis de aceleração obtidos através das relações apresentadas na Seção 3.1.3..... | 67 |
| Figura 4.20 | Perfil de aceleração traçado através da segunda derivada do perfil de deslocamento | 68 |
| Figura 4.21 | Aceleração vertical no assento do motorista..... | 69 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Figura 4.22 | Perfis das pistas utilizadas por Sekulic et al., 2013..... | 70 |
| Figura 4.23 | Perfis das pistas utilizadas para validação da rotina implementada..... | 70 |
| Figura 5.1 | Indicadores VDV e MTVV correspondentes a um sinal de aceleração contendo choques..... | 72 |
| Figura 5.2 | Pista Classe F, conforme ISO 8608 (1995), com V = 80 km/h..... | 73 |
| Figura 5.3 | Pista Classe A, conforme ISO 8608 (1995), com V = 80 km/h..... | 74 |
| Figura 5.4 | Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe A..... | 75 |
| Figura 5.5 | Pista Classe B, conforme ISO 8608 (1995), com V = 80 km/h..... | 77 |
| Figura 5.6 | Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe B..... | 77 |
| Figura 5.7 | Pista Classe C, conforme ISO 8608 (1995), com V = 80 km/h..... | 79 |
| Figura 5.8 | Pista Classe D, conforme ISO 8608 (1995), com V = 80 km/h..... | 79 |
| Figura 5.9 | Pista Classe E, conforme ISO 8608 (1995), com V = 80 km/h..... | 80 |
| Figura 5.10 | Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe C..... | 82 |
| Figura 5.11 | Vista aproximada – Pista Classe C..... | 82 |
| Figura 5.12 | Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe D..... | 83 |
| Figura 5.13 | Vista aproximada – Pista Classe D..... | 83 |
| Figura 5.14 | Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe E..... | 84 |
| Figura 5.15 | Vista aproximada – Pista Classe E – Eixo vertical..... | 84 |
| Figura 5.16 | Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe E – Longitudinal..... | 85 |
| Figura 5.17 | Vista aproximada – Pista Classe E – Eixo longitudinal..... | 85 |
| Figura 5.18 | Resposta do sistema avaliado por Albinsson e Routledge, 2013..... | 91 |
| Figura 5.19 | Resposta do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 1)..... | 92 |
| Figura 5.20 | Deslocamento lateral do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 1)..... | 93 |
| Figura 5.21 | Deslocamento lateral do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 4)..... | 94 |
| Figura 5.22 | Resposta do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 4)..... | 94 |
| Figura 5.23 | Resposta do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 5)..... | 95 |
| Figura 5.24 | Vista aproximada do deslocamento lateral do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 5)..... | 95 |
| Figura 5.25 | Espectro de frequências – Situação 1..... | 97 |
| Figura 5.26 | Espectro de frequências – Situação 4..... | 97 |
| Figura 5.27 | Espectro de frequências – Situação 5..... | 98 |

LISTA DE TABELAS

| | | |
|-------------|---|-----|
| Tabela 2.1 | Valores estabelecidos pelo Anexo 01 da NR-09 | 15 |
| Tabela 2.2 | Avaliação do conforto quando da exposição às VCI | 17 |
| Tabela 2.3 | Valores estabelecidos pela Diretiva 2002/44/EC, padronizados para um período de 8 horas | 17 |
| Tabela 2.4 | Comparação entre o estabelecido pela ACGIH, pela legislação europeia e pela legislação brasileira..... | 20 |
| Tabela 2.5 | Exposição dos trabalhadores europeus às vibrações (<i>European Agency for Safety and Health at Work</i> , 2008)..... | 21 |
| Tabela 3.1 | Classificação de estradas com base no coeficiente de rugosidade | 29 |
| Tabela 3.2 | Classificação das estradas | 30 |
| Tabela 3.3 | Graus de liberdade associados ao modelo do ônibus IK-301..... | 41 |
| Tabela 3.4 | Comparação entre parâmetros relacionados às forças laterais | 45 |
| Tabela 4.1 | Valores utilizados na resolução da equação de movimento para sistema com um grau de liberdade..... | 50 |
| Tabela 4.2 | Valores utilizados na resolução da equação de movimento para sistema com dois graus de liberdade | 52 |
| Tabela 4.3 | Comparação entre os valores esperados, para um sinal senoidal, e os valores calculados através da rotina implementada | 55 |
| Tabela 4.4 | Comparação entre os valores esperados, para um sinal senoidal, e os valores calculados através da rotina implementada | 56 |
| Tabela 4.5 | Parâmetros utilizados na validação da geração dos perfis de estrada..... | 63 |
| Tabela 5.1 | Resultados da simulação: pista Classe A | 74 |
| Tabela 5.2 | Diagnóstico: pista Classe A..... | 76 |
| Tabela 5.3 | Resultados da simulação: pista Classe B | 78 |
| Tabela 5.4 | Diagnóstico: pista Classe B | 78 |
| Tabela 5.5 | Resultados da simulação: pistas Classe C, D e E | 80 |
| Tabela 5.6 | Diagnóstico: pista Classe C..... | 81 |
| Tabela 5.7 | Diagnóstico: pista Classe D..... | 81 |
| Tabela 5.8 | Diagnóstico: pista Classe E | 81 |
| Tabela 5.9 | Avaliação conforme NR-09 e Diretiva 2002/44/EC – Valores RMS..... | 86 |
| Tabela 5.10 | Avaliação das exposições às VCI sob a ótica do conforto..... | 88 |
| Tabela 5.11 | Valores da dose de vibração e fatores de crista | 89 |
| Tabela 5.12 | Frequência e duração da excitação lateral..... | 91 |
| Tabela 5.13 | Modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral: indicadores da exposição às VCI | 96 |
| Tabela 5.14 | Orientações quanto à avaliação das vibrações em múltiplos eixos – saúde | 100 |
| Tabela B.1 | Parâmetros geométricos do ônibus..... | 112 |
| Tabela B.2 | Parâmetros de massa do ônibus | 113 |
| Tabela B.3 | Parâmetros oscilatórios do ônibus..... | 113 |
| Tabela C.1 | Resultados de estudos experimentais sobre exposição às VCI..... | 115 |

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

| | |
|-------|---|
| 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> , ou densidade espectral de potência |
| RMS | Valor quadrático médio (<i>root-mean-square</i>) |
| TLV | <i>Threshold Limit Value</i> , ou limite de exposição ocupacional (ACGIH) |
| VCI | Vibração de Corpo Inteiro |
| VMB | Vibração em Mãos e Braços |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|------------------|--|
| δ | Ângulo de esterçamento, rad |
| θ_s | Ângulo de arfagem da massa suspensa, rad |
| λ | Comprimento de onda, m |
| σ_x | Escorregamento longitudinal dos pneus, % |
| φ_s | Ângulo de rolagem da massa suspensa, rad |
| φ_1 | Ângulo de rolagem do eixo dianteiro, rad |
| φ_2 | Ângulo de rolagem do eixo traseiro, rad |
| ψ | Ângulo de guinada, rad |
| Ω | Frequência angular espacial, rad/m |
| ω | Frequência angular, rad/s |
| $a_j(t)$ | Aceleração instantânea em um determinado eixo j , m/s^2 |
| am_j | Aceleração média no eixo j (x, y ou z), m/s^2 |
| $A(8)$ | Aceleração RMS normalizada para um período de 8 horas, m/s^2 |
| A_{ren} | Aceleração resultante de exposição normalizada, m/s^2 |
| C_α | Coefficiente de rigidez lateral do pneu, N/grau |
| $C\sigma$ | Rigidez longitudinal do pneu, N/% |
| f | Frequência, Hz |
| FC | Fator de crista, adimensional |
| F_{xf} | Forças longitudinais nos pneus dianteiros, N |
| F_{xr} | Forças longitudinais nos pneus traseiros, N |
| F_{yf} | Forças transversais nos pneus dianteiros, N |
| F_{yr} | Forças transversais nos pneus traseiros, N |
| $G_a(n)$ | Densidade espectral vertical da aceleração da pista, m^{-1} |
| $G_d(n)$ | Densidade espectral vertical da pista, m^3 |
| $G_d(n_0)$ | Coefficiente de rugosidade, m^3 |
| $G_{d_a d_e}(f)$ | Densidade espectral de potência cruzada, m^2/Hz |

| | |
|------------------|--|
| h | Altura do centro de gravidade em relação ao solo, m |
| h_0 | Distância vertical entre o centro de gravidade e o centro de rolagem, m |
| h' | Distância vertical do assento ao centro de gravidade da massa suspensa, m |
| I_{zz} | Momento de inércia de guinada, Kg.m ² |
| n | Frequência espacial, ciclos/m |
| VDV_j | Valor da dose de vibração em um determinado eixo j , m/s ^{1,75} |
| $VDV_{exp_{x1}}$ | VDV representativo da exposição ocupacional diária no eixo j , m/s ^{1,75} |
| $VDVR$ | Valor da dose de vibração resultante, m/s ^{1,75} |
| \ddot{x}_{mot} | Aceleração longitudinal do motorista, m/s ² |
| \ddot{y}_{mot} | Aceleração transversal do motorista, m/s ² |
| z | Irregularidade vertical da pista, m |
| z_{fd} | Irregularidade vertical na pista – roda dianteira, lado direito, m |
| z_{fe} | Irregularidade vertical na pista – roda dianteira, lado esquerdo, m |
| z_{td} | Irregularidade vertical na pista – roda traseira, lado direito, m |
| z_{te} | Irregularidade vertical na pista – roda traseira, lado esquerdo, 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 massa suspensa, 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 |

1 INTRODUÇÃO

A exposição à vibração é um risco ocupacional presente em diversos setores econômicos, tais como a construção civil, a indústria e o setor de transportes. A caracterização da vibração no corpo humano como um agente físico a ser controlado nos ambientes de trabalho é uma obrigação imposta pela legislação brasileira, através da Norma Regulamentadora 09 do Ministério do Trabalho e Emprego.

O estudo ocupacional das vibrações no corpo humano costuma ser dividido em duas grandes áreas: vibrações localizadas e vibrações de corpo inteiro. Estudam-se no âmbito das vibrações localizadas as vibrações de mãos e braços (VMB), causadas, por exemplo, por ferramentas de trabalho que devem ser agarradas pelas mãos, como furadeiras, lixadeiras, martelos e motosserras, entre outras. Já as vibrações de corpo inteiro (VCI) são aquelas transmitidas através do assento ou dos pés do trabalhador, oriundas de máquinas e veículos. Os riscos associados às exposições aumentam de forma direta com o aumento da magnitude, do tempo de exposição e da ocorrência de choques.

A União Europeia editou, em 2002, a Diretiva 44, que estabelece limites de exposição ocupacional e níveis de ação para a exposição a vibrações em mãos e braços e de corpo inteiro. Tal norma estabelece como metodologia para medição a estabelecida nas normas ISO 5349-1 (2001) e 2631-1 (1997), respectivamente. A norma europeia prevê também a possibilidade da avaliação indireta da exposição à vibração, através da utilização dos níveis de vibração informados pelos fabricantes e fornecedores de equipamentos, eliminando a etapa dispendiosa e, por vezes, complexa, da medição direta da vibração transmitida pelos equipamentos no local de trabalho.

As vibrações estão classificadas na legislação brasileira como agentes físicos que podem caracterizar atividade insalubre; no entanto, a ausência de avaliação desse agente nos Programas de Prevenção de Riscos Ambientais e nos Laudos Técnicos de Condições Ambientais de Trabalho é quase absoluta. Tal se deve, basicamente, a dois fatores: a complexidade do procedimento de medição e a dificuldade de diagnóstico dos agravos à saúde provocados pelo agente – causada também pela falta de estudos epidemiológicos consistentes que quantifiquem o efeito que os diversos níveis de vibrações causam nos trabalhadores a elas expostos.

A partir da publicação da versão de 1997 da norma ISO 2631-1, houve uma lacuna na legislação brasileira: o Anexo 8 da NR-15, instrumento legal que deveria estabelecer os limites de exposição para a exposição ocupacional às vibrações, os associava a essa norma, que, em sua nova versão, deixou de estabelecer tais limites. Tal situação prejudicava fortemente trabalhadores ligados a setores como o de transportes, em que a exposição às VCI é uma componente importante da caracterização de suas condições de trabalho. Assim, seguiram-se anos de discussões judiciais em que não havia consenso quanto aos limites de exposição a vibrações em vigor no país.

No processo de revisão da NR-15, foi publicada a nova versão do Anexo 8, que passou a definir limites de exposição e níveis de ação para a exposição ocupacional às VMB e às VCI. No caso dos limites de exposição associados às VCI, há a peculiaridade da exigência de avaliação de dois indicadores: aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*) e valor da dose de vibração resultante (*VDVR*). A atual versão do Anexo 8 da NR-15 não utiliza o indicador associado à aceleração normalizada correspondente ao eixo dominante, que é utilizado como referência na legislação europeia.

Simultaneamente à publicação da nova versão do Anexo 8 da NR-15, foi editado o Anexo 1 – Vibração da NR-09 (Programas de Prevenção de Riscos Ambientais – PPRA). A NR-09 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. É, assim, uma norma de cunho preventivista, ao contrário da NR-15, que tem viés indenizatório.

Apesar de distanciar-se da legislação estrangeira no que se refere aos indicadores utilizados na avaliação da exposição ocupacional às VCI, a legislação nacional passou a seguir, com a edição dos dois Anexos mencionados, uma tendência internacional importante: a utilização de abordagens pragmáticas para avaliação de riscos. Tal pode ser constatado, por exemplo, na previsão da utilização da avaliação preliminar como subsídio para a adoção de medidas preventivas e corretivas, deixando explicitamente de vincular a necessidade de tomada de medidas de controle à realização de avaliações diretas do nível de exposição ao agente.

O presente trabalho tem por objetivo discutir os principais aspectos ligados à nova versão do Anexo 8 da NR-15 e ao Anexo 1 da NR-9, além de estudar o desempenho dos parâmetros *aren* e *VDVR* em situações de tráfego de veículos sobre diferentes perfis de

estrada. As irregularidades dos terrenos são geradas a partir dos parâmetros associados, na ISO 8608, às densidades espectrais de potência das diferentes classes de estrada. O comportamento do veículo é simulado numericamente através de dois modelos dinâmicos de representação completa, com 10 e 13 graus de liberdade. Pretende-se também comparar os dispositivos legais em vigor no país com os utilizados na União Europeia e pela ACGIH, e verificar se, nas simulações realizadas e em exemplos extraídos da literatura, a aplicação dos diferentes critérios levaria a diferentes conclusões quanto à aceitabilidade ou não da exposição avaliada.

1.1 Justificativa

A adoção, pela legislação brasileira, de parâmetros não utilizados em outros países para avaliação da exposição às VCI é objeto de fortes discussões no meio prevencionista, tendo inclusive sido objeto da Ação Direta de Inconstitucionalidade 5308, rejeitada pelo Supremo Tribunal Federal no mês de maio de 2015.

A maioria das discussões até o momento, no entanto, reveste-se de interesses políticos e econômicos ligados ao possível pagamento do adicional de insalubridade (correspondente a 20% do salário mínimo) e à concessão de aposentadoria especial a milhões de trabalhadores. Tais aspectos dificultam a real apreciação daquilo que efetivamente se encontra proposto nas Normas Regulamentadoras, nas legislações estrangeiras e nas normas internacionais.

O objetivo de toda a regulação existente na área de saúde e segurança no trabalho é, ou deveria ser, a garantia da manutenção das condições de saúde dos trabalhadores; no caso da exposição às VCI, isso é fortemente influenciado pelas características dos veículos e equipamentos operados.

Assim, é fundamental que ainda na etapa de projeto a exposição às vibrações seja levada em consideração com fins de proteção da saúde de seus usuários, e não apenas sob a ótica do conforto, como se observou em diferentes trabalhos. Para tal, é importante que haja clareza quanto aos indicadores envolvidos, os fatores que os influenciam e a adequação ou não dos modelos dinâmicos utilizados às diferentes situações de exposição ocupacional.

Observa-se também que a maioria dos trabalhos ligados ao tema é experimental. A avaliação da adequação de modelos dinâmicos existentes, através da comparação entre os resultados de simulações numéricas e aqueles apresentados em trabalhos experimentais, pode

promover a melhoria das ferramentas utilizadas no projeto de máquinas e veículos, com benefício de fabricantes e usuários.

A disponibilização de equipamentos mais adequados do ponto de vista do controle da exposição às VCI poderá, gradativamente, tornar dispensável a realização de boa parte das medições diretas atualmente necessárias. Tais avaliações, em muitos casos, são apenas um desperdício do tempo dos Serviços Especializados em Engenharia de Segurança e em Medicina do Trabalho das empresas e dos seus recursos, que poderiam ser utilizados no estudo e na implementação de medidas efetivas de prevenção e controle dos riscos ambientais, com benefícios reais aos trabalhadores expostos.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem por objetivo geral discutir a aplicação dos diferentes critérios legais associados à avaliação da exposição às vibrações de corpo inteiro, sendo tal objetivo desdobrado nos seguintes objetivos específicos:

- a) Discutir os principais aspectos ligados à nova versão do Anexo 8 da NR-15 e ao Anexo I da NR-9, comparando suas previsões com o estabelecido pela União Europeia e pela ACGIH;
- b) Desenvolver rotinas computacionais em *MatLab*, a fim de simular perfis de estradas e a resposta dinâmica de um ônibus que trafega sobre elas;
- c) Avaliar o desempenho dos parâmetros *aren* e *VDVR* em situações de tráfego de um modelo de ônibus sobre as diferentes classes de estrada;
- d) Verificar se, nas simulações realizadas e em exemplos extraídos da literatura, a aplicação dos diferentes critérios levaria a diferentes conclusões quanto à aceitabilidade ou não das exposições avaliadas;
- e) Analisar os modelos numéricos apresentados na literatura para a avaliação da exposição às vibrações de corpo inteiro.

1.3 Organização do Trabalho

O presente trabalho está dividido em seis capítulos e três apêndices. Após a presente Introdução, o Capítulo 2 traz os principais conceitos relacionados à avaliação da exposição às

vibrações de corpo inteiro e as disposições legais e normativas em vigor. O Capítulo 3 apresenta os conceitos envolvidos no traçado das irregularidades das pistas e os modelos utilizados para representar a dinâmica de veículos. O Capítulo 4 apresenta a validação dos procedimentos apresentados nos capítulos anteriores, os quais são utilizados, no Capítulo 5, para avaliar o comportamento dos indicadores da exposição às VCI. As conclusões são apresentadas no Capítulo 6, juntamente com as sugestões para trabalhos futuros.

Após as referências bibliográficas, o Apêndice A apresenta de forma mais aprofundada o cálculo dos indicadores estabelecidos na Norma de Higiene Ocupacional 09. O Apêndice B traz os principais parâmetros relacionados ao modelo de ônibus utilizado para as simulações, enquanto o Apêndice C traz, de forma compacta, resultados de estudos experimentais relacionados à avaliação da exposição às VCI realizados após 1997.

2 ASPECTOS FUNDAMENTAIS NA AVALIAÇÃO DA EXPOSIÇÃO ÀS VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO

O presente capítulo tem por finalidade apresentar conceitos básicos relacionados às vibrações de corpo inteiro, os indicadores utilizados para a avaliação da exposição ocupacional e os aspectos legais e normativos aplicáveis. Além disso, são apresentados os estudos recentes mais relevantes ligados à exposição às VCI.

2.1 Conceitos

Um corpo é dito em vibração quando ele descreve um movimento oscilatório em torno de um ponto de referência. O número de vezes em que um ciclo completo de movimento acontece, durante o período de 1 segundo, é chamado de frequência e é expresso em Hertz [Hz]. O tempo despendido na realização de um ciclo completo é denominado período.

A magnitude do movimento oscilatório pode ser definida pela velocidade, a qual está mais diretamente relacionada à energia envolvida no movimento. A velocidade pico-a-pico é a diferença entre a máxima velocidade em uma direção e a máxima velocidade na direção oposta. No entanto, por motivos de instrumentação, utiliza-se a medição da aceleração como parâmetro para definição da severidade da vibração, sendo adotado como referência o seu valor quadrático médio, ou RMS [Griffin, 1990].

Por definição, a vibração se caracteriza pela oscilação em torno de um ponto determinado; assim, seria possível que, no cálculo da média dos valores de aceleração, seus valores positivos e negativos se anulassem, deixando de indicar a magnitude do sinal. O valor RMS não apresenta essa característica, uma vez que é determinado pela raiz quadrada do somatório dos quadrados de todos os valores, dividido pelo tempo de medição [Mansfield, 2005].

O cálculo do valor RMS é realizado conforme a Equação 2.1, na qual T é a duração da exposição medida e $a_j(t)$ é a aceleração ponderada na frequência no instante t , em um dos eixos ortogonais x , y e z .

$$am_j = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_j^2(t) dt} \quad (2.1)$$

A principal crítica ao uso do valor RMS se concentra no fato de este apresentar pouca sensibilidade aos eventuais choques ocorridos durante o tempo de medição. Isso se deve ao fato de os valores se diluírem ao longo do tempo. Assim, é necessário também analisar os valores de pico de aceleração ocorridos durante a avaliação, uma vez que estes podem oferecer riscos à saúde do trabalhador.

O módulo da razão entre o máximo valor de pico e o valor RMS, ambos ponderados em frequência, é o fator de crista (FC). Cabe ressaltar o disposto no item 6.2.2 da ISO 2631-1, uma das normas que disciplinam a avaliação da exposição humana às VCI: em situações em que o FC é maior que nove, a simples avaliação do valor RMS não é suficiente.

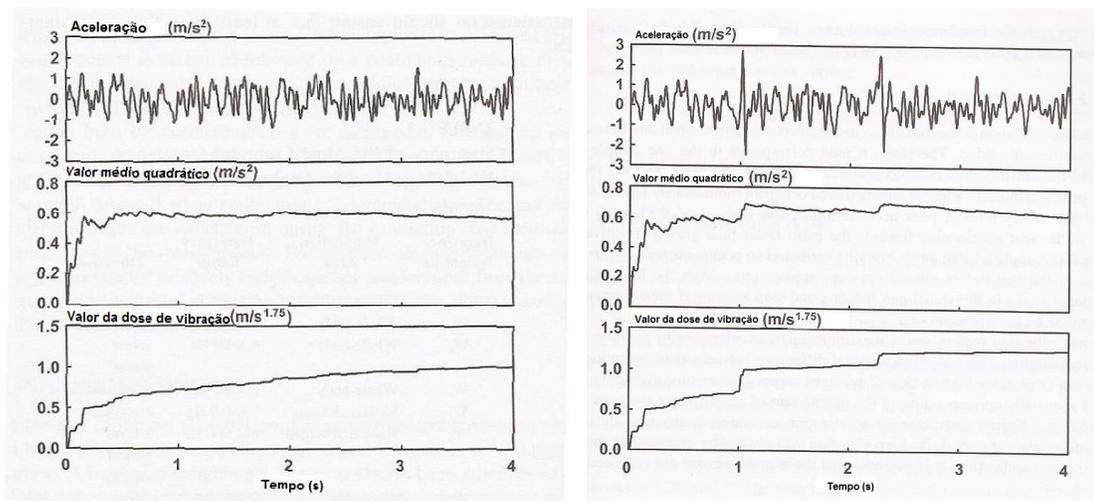
Situações que envolvam choques são melhor descritas através do indicador valor da dose de vibração (VDV), desenvolvido em resposta a resultados experimentais que demonstraram uma relação em quarta potência entre magnitude de vibração e desconforto [Mansfield, 2005]. Exposições a vibrações contínuas fazem com que o VDV aumente continuamente, ao contrário do valor RMS, que permanece constante. O VDV é calculado através da Equação 2.2, em que j representa um dos eixos ortogonais x , y e z .

$$VDV_j = \sqrt[4]{\int_0^T a_j^4(t) dt} \quad (2.2)$$

Observa-se, na Figura 2.1.a, sinal de aceleração sem choques, com os respectivos VDV e aceleração RMS. Na Figura 2.1.b, o sinal apresenta choques; observa-se que a aceleração RMS, após sofrer uma elevação quando da ocorrência do choque, tende a decair após sua cessação, o que não acontece com o VDV, cujo valor não decai com o passar do tempo e cresce de forma mais acentuada quando novos choques ocorrem.

Os valores de referência estabelecidos nas legislações usualmente são estabelecidos considerando uma jornada de trabalho de 8 horas. Assim, quando se analisa a exposição de um trabalhador exposto de forma intermitente a vibrações, ou quando as magnitudes são variáveis ao longo da jornada, deve-se normalizar o valor da aceleração para um período de oito horas, para que se possa comparar com os limites de exposição ocupacional.

O tempo de exposição pode ser determinado através de observações diretas no local de trabalho ou de questionários aplicados aos trabalhadores. No entanto, o uso dos questionários pode apresentar um valor de aceleração normalizada até 66% maior do que o obtido quando se utilizam os tempos de exposição medidos diretamente no local [McCallig et al., 2010].



(a) Aceleração sem choques

(b) Aceleração com choques

Figura 2.1 – Comportamento do VDV e da aceleração RMS

Fonte: adaptado de Mansfield, 2005.

2.1.1 Espectro de Frequências

Após obter a resposta em aceleração de um veículo que trafega a uma velocidade conhecida em uma determinada pista, é necessário obter o espectro de frequências associado a essa resposta. Para fins de avaliação da exposição ocupacional às VCI tal etapa é fundamental, uma vez que o corpo humano apresenta sensibilidade diferente às distintas faixas de frequência.

O espectro de frequências mostra a combinação de frequências contidas no movimento. Uma função contínua no tempo pode ser convertida em seu espectro correspondente através de uma transformada de Fourier direta e, reciprocamente, uma função contínua da frequência pode ser convertida em sua função correspondente no tempo através de uma transformada de Fourier inversa [Griffin, 1990].

Segundo Randall e Tech, 1987, uma componente senoidal de amplitude A , frequência f e ângulo de fase inicial ϕ pode ser representada através da soma de dois vetores contragirantes, cada um com amplitude $A/2$. Um deles tem fase inicial ϕ e gira com frequência f , enquanto o outro tem fase $-\phi$ e gira com frequência $-f$. O conceito de frequência negativa

indica uma taxa de mudança negativa do ângulo de fase, e é necessário para indicar a rotação em direções opostas.

No presente trabalho, a transformada rápida de Fourier (FFT) é determinada através da função *fft* do *MatLab*. Quando a função é aplicada sobre um determinado sinal formado por um conjunto de números reais, como no caso do sinal de aceleração, os coeficientes da FFT correspondentes às frequências positivas e negativas resultam ser conjugados complexos. Em geral, assim, trabalha-se com a primeira metade das componentes da *fft*, já que os valores correspondentes às frequências negativas não oferecem dados novos sobre o sinal [Press, 1992].

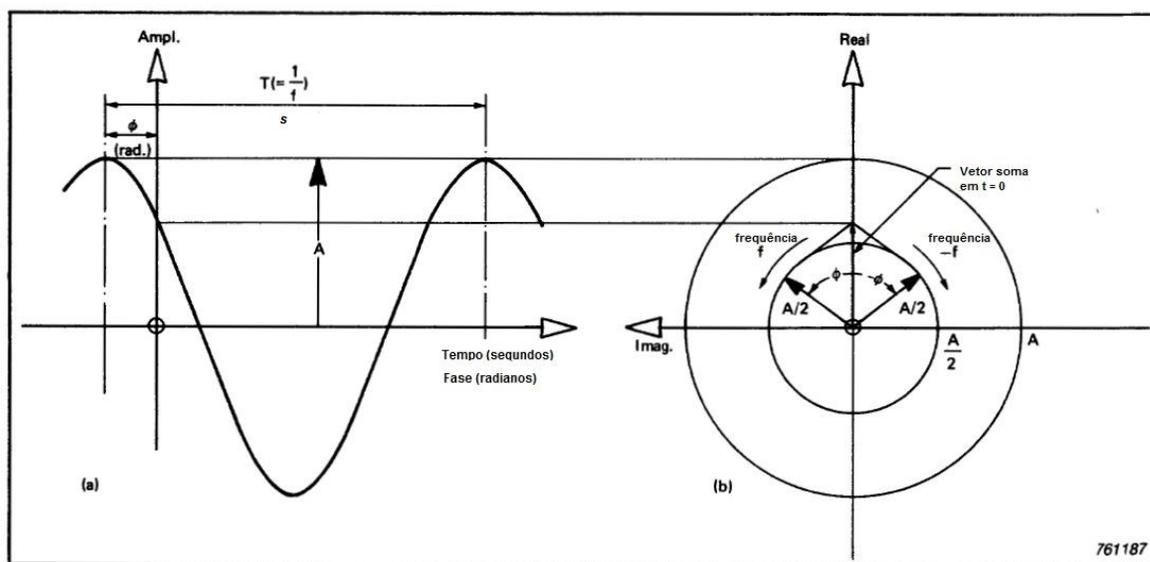


Figura 2.2 – a) Representação do vetor como uma típica componente senoidal; b) representação como uma soma de vetores contra-girantes

Fonte: adaptado de Randall e Tech, 1987.

Apesar de a transformada de Fourier conter toda a informação necessária para a determinação das componentes de frequência de um movimento, sua resolução de frequência e a forma complexa podem dificultar sua interpretação. Utilizar a média de frequências adjacentes e combinar as partes reais e imaginárias, através da densidade espectral de potência, auxilia na interpretação do fenômeno [Griffin, 1990].

A definição matemática das funções densidade espectral de potência (PSD) é apresentada na Seção 3.1. Cabe, porém, desde já apresentar uma importante interpretação

física, fundamental para a aplicação da ponderação apresentada na ISO 2631-1 e para a obtenção dos parâmetros associados à exposição às vibrações de corpo inteiro.

A densidade espectral de potência, $G(f)$, é o valor quadrático médio da parte do sinal que passa por um filtro passa-banda centrado em f Hz, por comprimento de banda. A unidade

de um espectro de potência de aceleração é $\left(\frac{m}{s^2}\right)^2 / Hz$. A raiz quadrática média (valor

RMS) correspondente a qualquer ponto de um espectro pode ser calculada, se a resolução em frequência for conhecida. Segundo Griffin, 1990, se a potência em um determinado ponto do espectro for G_{xx} e a resolução em frequência for Δf , o valor RMS correspondente será determinado conforme a Equação 2.3.

$$RMS = (\Delta f \cdot G_{xx})^{1/2} \quad (2.3)$$

Da mesma forma, o valor RMS sobre uma faixa de frequências mais ampla pode ser determinado pela raiz quadrada da área sob as partes relevantes do espectro.

2.1.2 Ponderação, Aceleração RMS e VDV

O corpo humano apresenta sensibilidade diferente às distintas faixas de frequência que compõem um movimento vibratório [Burström et al., 1998]. Assim, quando da determinação da magnitude da vibração transmitida ao corpo dos trabalhadores, costuma-se atenuar a influência das vibrações nas frequências às quais o corpo é menos sensível, de forma a obter um valor que reflita de maneira mais acurada o risco a que o corpo está sendo efetivamente submetido. A aceleração, após sofrer essa atenuação, passa a ser denominada aceleração ponderada em frequência. As curvas para ponderação em frequência adotadas pela ACGIH e pela União Europeia são as estabelecidas nas normas ISO 2631-1, no caso da exposição às VCI.

Segundo Schust et al., 2010, a ponderação apresentada na norma foi proposta a partir de estudos realizados em laboratório na década de 70, envolvendo avaliação do desconforto provocado pela exposição a vibrações de corpo inteiro. Admitiu-se que o risco à saúde seria maior conforme aumentasse o desconforto e a dor, hipótese não validada segundo os autores. Apesar disso, o método segue sendo amplamente utilizado para a avaliação da exposição às vibrações.

A aceleração ponderada em um instante t é determinada segundo a Equação 2.4.

$$am_j = \left[\sum_i (W_i am_{ji})^2 \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

Na equação anterior, am_j é a aceleração ponderada, W_i é o fator de ponderação para a i -ésima banda de terço de oitava, conforme definido na norma ISO 2631-1 (1997), e am_{ji} é a aceleração RMS para a i -ésima banda de terço de oitava.

A norma ISO 2631-1 (1997) recomenda a avaliação da faixa de frequência entre 0,5 Hz e 80 Hz, e a utilização das curvas de ponderação W_k (para a direção z) e W_d (para as direções x e y) para avaliação de efeitos sobre a saúde. A ponderação em frequência é apresentada também sob a forma de tabelas, tendo o presente trabalho observado a correção determinada na Emenda 1:2010 à ISO 2631-1 (1997).

A fim de determinar os valores RMS (ponderados e não-ponderados) associados aos sinais de aceleração avaliados, o seguinte procedimento é adotado:

1. Aplica-se a transformada rápida de Fourier sobre o sinal de aceleração, obtendo-se o vetor doravante denominado *FFT_Acel*;
2. Selecionam-se os $N/2 + 1$ primeiros termos do vetor *FFT_Acel* já que, como mencionado na Seção 2.1.1, os termos seguintes são conjugados complexos dos $N/2$ primeiros. Os valores absolutos dos termos selecionados, divididos por N , são elevados ao quadrado. Os resultados correspondem à metade da potência associada a cada frequência, já que se utilizou apenas um termo do par conjugado complexo; assim, multiplicam-se os resultados obtidos por 2. A multiplicação se aplica também ao espectro de frequências;
3. A aceleração RMS não ponderada é determinada através da raiz quadrada do somatório das potências nas diferentes faixas de frequência associadas ao espectro, conforme a Equação 2.3;
4. Para determinar a aceleração RMS ponderada, realiza-se a aplicação dos fatores de ponderação apresentados na norma ISO 2631-1 às potências associadas às respectivas faixas de frequência. Em seguida, determina-se a raiz quadrada do somatório das potências já multiplicadas pelos respectivos fatores de ponderação, conforme a Equação 2.3;

5. Realiza-se também a multiplicação do vetor formado pelos $N/2+1$ primeiros termos de *FFT_Acel* pelos fatores de ponderação correspondentes às frequências associadas a seus termos. Em seguida, determina-se o conjugado complexo do vetor resultante e “acopla-se” a ele tal vetor, em ordem inversa, de forma a compor o vetor correspondente ao sinal ponderado. A esse vetor aplica-se a transformada inversa de Fourier (através da função *ifft* do *MatLab*), obtendo-se assim o vetor das acelerações ponderadas. Determina-se, então, a raiz quadrada do somatório dos quadrados dos termos que compõem tal vetor, dividida por *N*, o que também corresponde ao valor RMS do sinal de aceleração ponderado.

O procedimento adotado é apresentado de forma detalhada nas Seções 4.2 e 4.3.

2.2 Comparação das Disposições Legais e Normativas em Vigor

A presente seção apresenta os principais aspectos da legislação relacionada às VCI no Brasil (NR-09 e NR-15) e na União Europeia (Diretiva Europeia 2002/44/EC), bem como a norma ISO 2631-1 (1997) e os critérios previstos pela ACGIH.

2.2.1 Vibrações no Âmbito da Legislação Brasileira

A regulamentação dos aspectos referentes à saúde e segurança dos trabalhadores no Brasil está prevista na Consolidação das Leis do Trabalho (CLT), estando efetivada nas Normas Regulamentadoras (NRs) vigentes. As NRs são de cumprimento obrigatório pelas empresas privadas e públicas e pelos órgãos públicos que possuam empregados regidos pela CLT. No que se refere à exposição dos trabalhadores a vibrações, tem-se como referências o Anexo 1 da Norma Regulamentadora 09 (Programa de Prevenção de Riscos Ambientais) e a Norma Regulamentadora 15 (Atividades e Operações Insalubres).

A NR-09 trata da proteção dos empregados quanto a riscos físicos, químicos e biológicos de maneira geral, sendo essencialmente uma norma de Higiene Ocupacional baseada em planejamento, tomada de medidas de controle, verificação da eficácia destas e a proposição de novas medidas. O Anexo 1 da NR-09 trata especificamente da exposição a vibrações, estabelecendo critérios para sua avaliação e para a adoção de medidas preventivas e corretivas.

A NR-15 trata, em seus diversos anexos, das atividades e agentes que podem caracterizar insalubridade de grau mínimo, médio ou máximo, ensejando o pagamento de adicional de 10, 20 ou 40% sobre o salário mínimo, respectivamente, bem como a realização de jornadas de trabalho especiais.

Em relação à avaliação dos riscos e a medidas de controle destes, pode ser destacado o subitem *c* do item 9.3.5.1 da NR-09:

9.3.5.1 Deverão ser adotadas as medidas necessárias e suficientes para a eliminação, a minimização ou o controle dos riscos ambientais sempre que forem verificadas uma ou mais das seguintes situações:

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 de 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;

A caracterização da insalubridade decorrente da exposição às vibrações é regulamentada pelo Anexo 8 da NR-15. A versão anteriormente vigente do Anexo 8 da NR-15, com redação da Portaria SSMT nº 12/1983, estabelecia que:

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 à comprovação ou não da exposição, deve tomar por base os limites de exposição ocupacional 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.

No entanto, as atuais versões das normas ISO relacionadas às vibrações de corpo inteiro (série 2631 da ISO) não estabelecem limites de exposição. Assim, e com base no determinado no item 9.3.5.1.c da NR-09, deveriam ser utilizados os valores estabelecidos pela ACGIH para fins de implementação dos Programas de Prevenção de Riscos Ambientais.

Formalmente, porém, a previsão do uso dos valores estabelecidos pela ACGIH não se estendia à NR-15 e, conseqüentemente, à caracterização da insalubridade. Assim, criou-se uma lacuna na legislação, em que diferentes interpretações eram utilizadas por peritos em todo o país, gerando grande insegurança jurídica tanto para os trabalhadores quanto para os empregadores.

No entanto, o simples estabelecimento de um valor a partir do qual o trabalhador seria indenizado pelos danos provocados à sua saúde seria incompatível com o patamar civilizatório alcançado pelo país, sendo a saúde um direito essencial à concretização do princípio da dignidade da pessoa humana, elencado entre os fundamentos do Estado brasileiro, conforme o art. 1º da Constituição Federal. Assim, ao mesmo tempo em que se buscou atender ao disposto no Art. 190 da CLT, buscou-se estimular a adoção de medidas que viessem a proteger a saúde dos trabalhadores, através da edição do Anexo 01 da NR-09.

Ambos os anexos utilizam como indicadores da exposição às VCI a aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*) e o valor da dose de vibração resultante (*VDVR*), e os valores associados aos níveis de ação e limites de exposição encontram-se apontados na Tabela 2.1. Os procedimentos de avaliação são estabelecidos pela Norma de Higiene Ocupacional 09 (NHO-09).

Tabela 2.1 – Valores estabelecidos pelo Anexo 01 da NR-09

| Indicador | Limite de exposição | Nível de ação |
|-------------|------------------------|-------------------------|
| <i>aren</i> | 1,1 m/s ² | 0,5 m/s ² |
| <i>VDVR</i> | 21 m/s ^{1,75} | 9,1 m/s ^{1,75} |

A definição matemática dos indicadores relacionados à avaliação da exposição às VCI é apresentada no Apêndice A.

2.2.2 ISO 2631-1 (1997) e Diretiva Europeia 2002/44/EC

A norma ISO 2631-1(1997) determina os requisitos gerais para a avaliação da exposição a vibrações de corpo inteiro. Apesar de não constituir critério legal em si própria, é utilizada como base ou referência para instrumentos como a Diretiva Europeia 2002/44/EC e a NHO-09, entre outros.

Segundo a ISO 2631-1(1997), a avaliação dos efeitos da exposição às VCI deve ser feita com base na aceleração RMS ponderada nos três eixos, no caso de fator de crista menor que nove [Mansfield, 2005]. Se dois eixos têm magnitudes comparáveis – embora a norma não defina o que se entende como “comparável” –, a norma recomenda o uso do vetor-soma.

Quando os fatores de crista tiverem valor maior que nove, dois métodos alternativos de avaliação são sugeridos: o MTVV (máximo valor de vibração transiente) e o VDV. Ainda que o VDV ou o MTVV sejam usados, o valor RMS deve ser informado [Mansfield, 2005]. Além disso, o método apresentado na norma ISO 2631-5 pode ser aplicado, de forma adicional.

A ISO 2631-1 (1997) não estabelece limites de exposição ocupacional; no entanto, apresenta uma zona de cautela para as exposições com duração entre 4 e 8 horas (Figura 2.3). Situações de exposição abaixo da citada zona correspondem àquelas em que riscos à saúde não foram claramente, até a época, documentados ou observados de forma conclusiva. Acima da zona de cautela, os danos à saúde seriam prováveis [ISO 2631-1, 1997].

A norma utiliza duas possibilidades de dependência da resposta à vibração com relação ao tempo, sinalizadas como 1 e 2 na Figura 2.3, e que correspondem às Equações 2.5 e 2.6, respectivamente. As equações representam exposições equivalentes, sinalizadas com os sub-índices 1 e 2.

$$a_{w1}T_1^{1/2} = a_{w2}T_2^{1/2} \quad (2.5)$$

$$a_{w1}T_1^{1/4} = a_{w2}T_2^{1/4} \quad (2.6)$$

Nas Equações 2.5 e 2.6, a_{wi} representa a exposição ponderada em frequência e T_i representa a duração da exposição. Observa-se, através da Figura 2.3, que no intervalo entre 4 e 8 horas as duas abordagens apresentam resultados similares.

A norma informa, em sua Emenda 1 (*Amendment 1:2010*), que a validade dos resultados fora do intervalo entre 4 e 8 horas é incerta, uma vez que as duas zonas estabelecidas divergem.

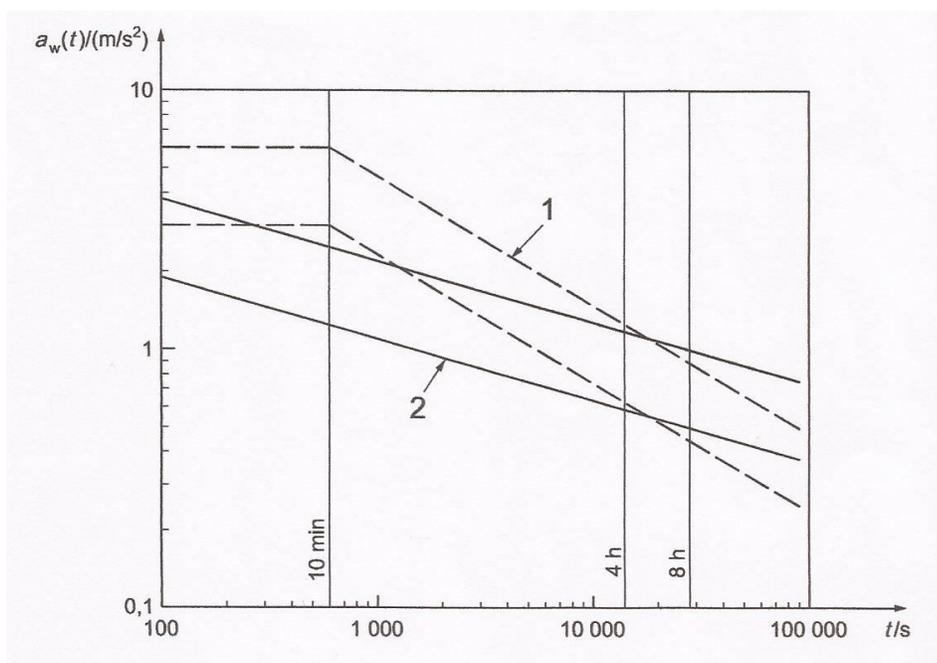


Figura 2.3 – Zonas de cautela para avaliação da exposição a VCI

Fonte: adaptado da Emenda 1:2010 à ISO 2631-1 (1997).

A ISO 2631-1 (1997) também oferece orientações para avaliação quanto às condições de conforto associadas à exposição às VCI. A norma afirma pretender oferecer um método conveniente e uniforme para indicar a severidade subjetiva da vibração sem, no entanto, apresentar limites. Em seu item C.2.3, em que são apresentadas as faixas de exposição às vibrações e as sensações associadas (Tabela 2.2), a norma afirma que as reações são prováveis e os valores são aproximados. No item 6.5, a norma recomenda o uso do valor total de vibração para avaliação do conforto.

Tabela 2.2 – Avaliação do conforto quando da exposição às VCI

| Aceleração | Sensação |
|--|--|
| Menor que $0,315 \text{ m/s}^2$ | Não desconfortável |
| $0,315 \text{ m/s}^2$ a $0,63 \text{ m/s}^2$ | Um pouco (<i>a little</i>) desconfortável |
| $0,5 \text{ m/s}^2$ a 1 m/s^2 | Relativamente (<i>fairly</i>) desconfortável |
| $0,8 \text{ m/s}^2$ a $1,6 \text{ m/s}^2$ | Desconfortável |
| $1,25 \text{ m/s}^2$ a $2,5 \text{ m/s}^2$ | Muito desconfortável |
| Maior que 2 m/s^2 | Extremamente desconfortável |

Fonte: adaptada de ISO 2631-1 (1997).

Segundo Griffin, 1998, o método de avaliação proposto pela ISO 2631-1 (1997) tem a desvantagem de permitir a redução artificial da aceleração RMS medida, através da prorrogação do tempo de medição de forma a incluir períodos com baixas magnitudes de vibração, o que não acontece com o VDV, conforme apresentado na Seção 2.1.

A Diretiva 2002/44/EC da União Europeia prevê a possibilidade de escolha, por parte dos países membros, entre dois parâmetros: o valor da dose de vibração (VDV) e a aceleração normalizada para um período de referência de oito horas ($A(8)$), sendo em ambos os casos utilizados o mais elevado dos valores correspondentes aos eixos ortogonais ($1,4 a_{wx}$, $1,4 a_{wy}$ e a_{wz}). Os limites de exposição e níveis de ação são apresentados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Valores estabelecidos pela Diretiva 2002/44/EC, padronizados para um período de 8 horas

| Indicador | Limite de exposição | Nível de ação |
|-----------|----------------------|---------------------|
| $A(8)$ | $1,15 \text{ m/s}^2$ | $0,5 \text{ m/s}^2$ |
| VDV | 21 m/s^2 | $9,1 \text{ m/s}^2$ |

Tais valores são estabelecidos como requisitos mínimos aplicáveis a todos os países membros da União Europeia, podendo estes aplicar limites mais favoráveis aos trabalhadores. Os países que, antes da publicação da Diretiva, possuíam limites menores que os estabelecidos por esta, deveriam manter seus valores.

Cabe informar que segundo Griffin, 1998, a *British Standard* 6841 (1987) prevê a avaliação do valor da dose de vibração nas situações em que os fatores de crista são maiores que 6 e quando os sinais de aceleração não são estacionários. A norma informa que exposições em torno de $15 \text{ m/s}^{1,75}$ causam severo desconforto, e que exposições superiores a esse valor devem considerar previamente a higidez das pessoas expostas e a adoção de medidas de prevenção, além da avaliação da necessidade de exames médicos regulares para as pessoas rotineiramente expostas. Mansfield, 2005, interpreta o valor de $15 \text{ m/s}^{1,75}$ como um nível de ação.

2.2.3 ACGIH (*American Conference of Governmental Industrial Hygienists*)

A metodologia da ACGIH estabelece a necessidade da realização, em cada eixo, de uma análise espectral em bandas de um terço de oitava, para comparação com a Figura 2.4 ou 2.5, conforme o caso [ACGIH, 2013].

Se a aceleração RMS de qualquer dos picos do espectro, A_{fx} , for igual ou superior aos valores apresentados nas figuras para o período pertinente, o TLV (*Threshold Limit Value*, ou limite de exposição ocupacional) estará excedido para aquele tempo de exposição. O eixo que contém o pico espectral mais alto que intersecta a curva de menor tempo de exposição é o eixo dominante e determina a máxima exposição diária permitida [ACGIH, 2013].

Cabe ressaltar que os TLV recomendados pela ACGIH não são de cumprimento obrigatório em seu país de origem, sendo os limites de exposição legalmente exigíveis estabelecidos pela OSHA (*Occupational Safety and Health Administration*), agência vinculada ao *United States Department of Labor*. No momento, não existem limites de exposição a vibrações estabelecidos pela OSHA.

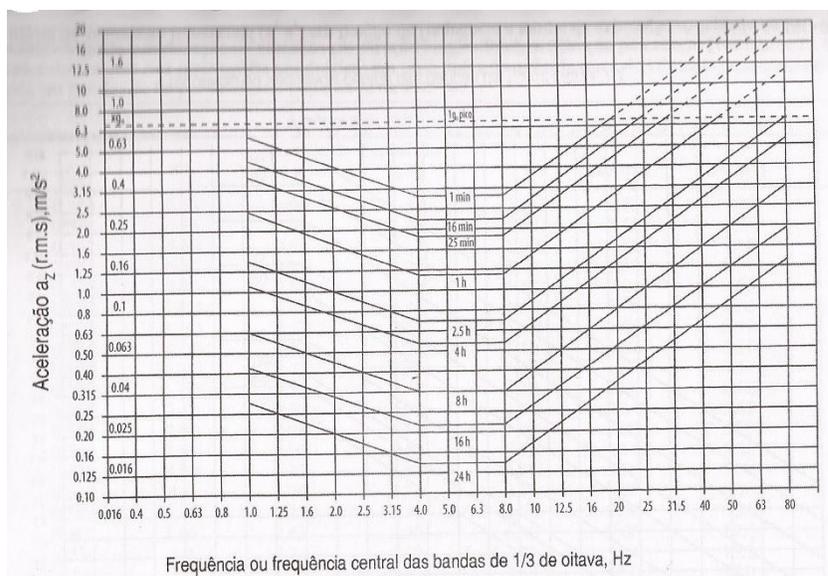


Figura 2.4 – Limites de aceleração vertical em função da frequência e tempo de exposição

Fonte: ACGIH, 2013.

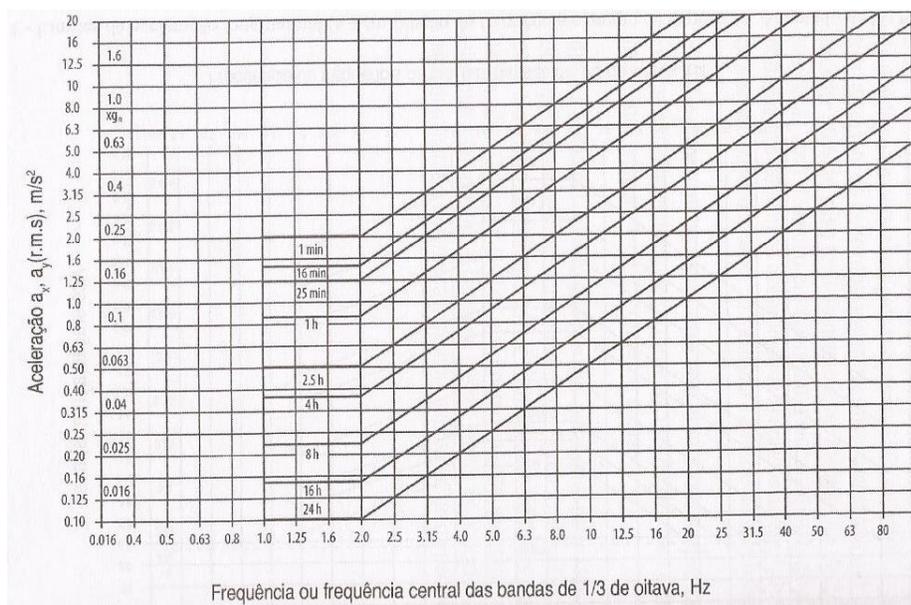


Figura 2.5 – Limites da aceleração transversal e longitudinal em função da frequência e tempo de exposição

Fonte: ACGIH, 2013.

As principais informações relacionadas ao estabelecido pela ACGIH, pela legislação europeia e pela legislação brasileira no que se refere à avaliação da exposição às VCI encontram-se na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Comparação entre o estabelecido pela ACGIH, pela legislação europeia e pela legislação brasileira

| | ACGIH | União Europeia | Brasil |
|-----------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|
| Referência | TLVs and BEIs | Diretiva 2002/44/EC | Anexo 1 da NR-09 e Anexo 8 da NR-15 |
| Metodologia para medição | ISO 2631 (1985) | ISO 2631-1(1997) | NHO-09 (2012) |
| Obrigatoriedade de medição | Não aplicável | Não | Não |
| Parâmetro | A_{fx} | $A(8)$ ou VDV | a_{ren} e $VDVR$ |
| Limites de exposição | Definidos pela própria entidade | Definidos pela própria entidade | Definidos pela própria entidade |

2.3 Estudos Recentes Relacionados aos Limites de Exposição

Um em cada três trabalhadores na Europa está exposto a algum tipo de vibração [European Agency for Safety and Health at Work, 2008], qualquer que seja a fonte, e um em cada quatro está exposto durante pelo menos um quarto da sua jornada de trabalho. Tais informações têm permanecido constantes nas quatro últimas pesquisas realizadas pela Fundação Europeia para a Melhoria das Condições de Vida e Trabalho [European Foundation for the Improvement of Living and Working Conditions – Eurofound], e podem ser melhor visualizadas na Tabela 2.5.

Não havia, no entanto, até recentemente, estudos epidemiológicos e ferramentas padronizadas para avaliação da severidade dos efeitos das vibrações sobre o corpo humano. Entre janeiro de 2003 e dezembro de 2006, um grande estudo sobre o assunto foi realizado por especialistas de diversas nações (projeto EC FP5 no. QLK4-2002-02650), liderado por britânicos, que recebeu o nome de VIBRISKS.

Tabela 2.5 – Exposição dos trabalhadores europeus às vibrações (*European Agency for Safety and Health at Work, 2008*)

| Duração da Exposição | Bélgica | Alemanha | Espanha | França | Polônia | Finlândia | EU-27 |
|--|---------|----------|---------|--------|---------|-----------|-------|
| Toda a jornada | 5,7% | 4,5% | 4,6% | 7,3% | 10,1% | 3,5% | 5,5% |
| Quase toda a jornada | 2,7% | 4,9% | 10,0% | 4,7% | 4,3% | 3,5% | 5,0% |
| Aproximadamente $\frac{3}{4}$ da jornada | 2,0% | 3,9% | 3,3% | 1,7% | 3,4% | 2,1% | 2,8% |
| Aproximadamente $\frac{1}{2}$ da jornada | 1,8% | 6,1% | 3,8% | 2,4% | 4,8% | 4,2% | 4,0% |
| Aproximadamente $\frac{1}{4}$ da jornada | 6,5% | 9,4% | 5,2% | 5,7% | 8,7% | 8,3% | 7,0% |
| Quase nunca | 13,1% | 11,6% | 10,7% | 10,7% | 11,0% | 16,6% | 11,1% |
| Nunca | 68,3% | 59,6% | 62,5% | 67,5% | 57,8% | 61,9% | 64,7% |

O principal objetivo do estudo foi aumentar o entendimento dos riscos de lesões decorrentes da exposição às vibrações de mãos-braços e de corpo inteiro, através de estudos epidemiológicos, experimentais e de modelagens biodinâmicas. Além disso, o grupo de estudos pretendia contribuir para a construção de uma base científica para a tomada de decisões políticas, no sentido de adequar as medidas de prevenção atualmente empregadas e os gastos com prevenção. Como resultado dos trabalhos do VIBRISKS, foi publicado o Relatório Técnico, acompanhado de 21 anexos, disponíveis para consulta no sítio eletrônico do projeto (<http://www.vibrisks.soton.ac.uk>).

Do Anexo 15 ao Relatório Técnico consta que o “nível de ação (estabelecido na Diretiva 2002/44/EC) não leva em conta diferenças na magnitude e na direção do espectro de vibração e, além disso, provavelmente subestima o risco associado às exposições de impacto (de curta duração)”. Também informa que o uso do valor total da vibração (equivalente à *aren*) ou do *A(8)* produz resultados significativamente diferentes, em especial quando se avalia a exposição de operadores de escavadeiras, tratores e caminhões. Se fosse usado o valor total em lugar do *A(8)*, a proporção de trabalhadores que estaria exposta a valores acima dos níveis de ação passaria de 11% para 66%.

Bovenzi, 2010, em estudo que deu sequência ao trabalho iniciado no VIBRISKS, afirma que:

“Em cada grupo de motoristas, o valor total de vibração e valor da dose de vibração resultante foram significativamente maiores que o A(8) e VDV correspondente ao eixo de maior exposição, respectivamente. Como a maioria dos países europeus adotou A(8) como indicador básico da avaliação da exposição diária à vibração, é motivo de preocupação que em toda a população de motoristas avaliada o A(8) mostrou a associação mais fraca com o surgimento de dores lombares comparada com as outras medidas da exposição diária à VCI”.

O uso do A(8) isoladamente também é questionado no Anexo 19 ao Relatório Técnico, onde consta que a abordagem baseada em três componentes de força compressiva que surgem de forma independente e separada das acelerações espinhais é errônea. Segundo a equipe, “esse procedimento ignora o fato que existe apenas uma série de forças compressivas, resultante da superposição das diferentes componentes. Assim, qualquer dose de valores-pico deve ser baseada em uma série de forças, e não em valores-pico de várias componentes que, em realidade, não existem.”

O estudo também afirma, no Anexo 19, que o valor estabelecido pela Diretiva Europeia 2002/44/EC para a aceleração do maior eixo (A(8)) é “extremamente alto, sem qualquer limitação de uma avaliação de equivalência energética”, o que prejudica a avaliação de exposições curtas ou com valores de pico elevados. Afirma também que “os resultados indicam uma subestimativa do risco à saúde pelo valor limite estabelecido pela Diretiva 2002/44/EC para várias condições de exposição reais. A proteção confiável da saúde dos trabalhadores exige uma revisão urgente desse limite”.

Assim, observa-se que há questionamentos quanto à adequação da abordagem estabelecida pela Diretiva 2002/44/EC, sendo necessário o aprofundamento dos estudos epidemiológicos ligados ao tema.

Não foram localizados estudos de tal porte realizados no Brasil, impossibilitando a avaliação da real exposição dos trabalhadores brasileiros ao agente e a extensão dos danos causados à sua saúde.

2.4 Avaliação e Controle da Exposição dos Trabalhadores às VCI: Desafios e Tendências

A Higiene Ocupacional é a ciência da antecipação, reconhecimento, avaliação, prevenção e controle dos riscos originados nos locais de trabalho, a fim de proteger a saúde e o bem-estar dos trabalhadores, assim como as comunidades vizinhas e o meio ambiente [Goelzer, 2014]. Durante muito tempo, o desenvolvimento das medidas de Higiene Ocupacional esteve ligado a medições diretas, e as medidas de controle em geral se restringiam ao uso de equipamentos de proteção individual.

No entanto, os avanços nas questões ligadas à valorização do homem e à preservação do meio ambiente fizeram com que a antecipação dos riscos adquirisse papel de destaque na Higiene Ocupacional atual, proporcionando melhor proteção para a saúde dos trabalhadores e evitando custos e dificuldades de alterações posteriores. Nesse contexto, também surgiu a tendência a se estabelecer requisitos simplificados de avaliação, com ênfase em prevenção.

Parte da motivação para a simplificação dos requisitos de avaliação está na inviabilidade da aplicação de processos complexos. Em muitos casos, entre eles o da exposição às vibrações, os requisitos legais vinham sendo letra morta, sem aplicação nos ambientes de trabalho.

Segundo dados da Organização Mundial de Saúde, apenas 10 – 15% dos trabalhadores do mundo têm acesso a serviços de saúde ocupacional [Goelzer, 2014]. Além disso, avaliações quantitativas diretas confiáveis e estatisticamente representativas da exposição dos trabalhadores têm custo elevado, o que desvia os já limitados recursos das empresas, que poderiam ser utilizados em medidas efetivas de prevenção e controle dos riscos ambientais. Em alguns casos, as dificuldades (tanto técnicas quanto financeiras) encontradas para a realização de avaliações quantitativas acabam por bloquear as ações preventivas necessárias, em especial nas empresas de pequeno e médio porte.

Segundo a Comissão Europeia, quando a magnitude da vibração e o tempo de exposição são medidos, as incertezas associadas à avaliação do $A(8)$ e do VDV podem fazer com que o valor calculado seja de 20% superior a 40% inferior ao valor verdadeiro. Quando uma das variáveis é estimada, a incerteza pode ser muito maior [European Commission, 2008]. Assim, realiza-se uma medição tecnicamente complicada, com um equipamento de custo elevado, e ainda assim se obtém um resultado com altíssima incerteza.

A Diretiva Europeia 2002/44/EC prevê, em seu artigo 4º, que o empregador deve avaliar e, se necessário, medir os níveis de vibrações mecânicas a que os trabalhadores se encontram expostos. O item 2 do artigo 4º estabelece que a avaliação da exposição pode ser realizada através da observação das práticas de trabalho e de informações sobre o nível provável de vibrações correspondente ao equipamento, podendo ser utilizadas informações fornecidas pelo seu fabricante.

Atualmente, um número considerável de trabalhadores tem empregos no setor de transportes, em funções como motoristas de ônibus (urbanos, intermunicipais e interestaduais) e caminhões, e se encontram constantemente expostos a vibrações de corpo inteiro. Além desses trabalhadores, há aqueles que exercem as funções de operadores de equipamentos na construção civil, na mineração e nos setores rural e florestal, além de movimentação de materiais (como operadores de empilhadeira). A maior parte desses trabalhadores não tem sua exposição a vibrações reconhecida; isso é preocupante, já que, fazendo uso de um conhecido jargão prevencionista, “risco não reconhecido é risco não controlado”.

Segundo Tiemessen et al., 2007, os fatores envolvidos na redução da exposição de motoristas às VCI podem ser organizados em duas categorias: considerações sobre o projeto, e habilidade e comportamento. Os autores citam como exemplos, na primeira categoria, o tipo de assento, as características da suspensão da cabine e do assento, a localização da cabine, os pneus (tipo e pressão) utilizados, a carga do veículo e sua manutenção. Na segunda categoria, aponta-se o peso do motorista, sua postura e velocidade ao dirigir, sua experiência e as condições da pista.

Segundo Pazooki et al., 2012, as características dinâmicas do veículo devem ser consideradas a fim de estabelecer estratégias efetivas para a redução da exposição às VCI. Também segundo os autores, a medida preventiva mais popular é a utilização de sistemas de suspensão dos assentos; no entanto, tal ação, além de limitar apenas a vibração vertical, o faz de forma limitada – considerando a alta intensidade da vibração encontrada em muitos veículos *off-road*. Isso pode ser parcialmente atribuído à falta de ajuste adequado da suspensão ao espectro de frequência associado ao movimento. Os autores também afirmam que o desempenho de suspensões secundárias, normalmente associadas ao assento e à cabine, pode ser limitado pela falta de análise adequada da dinâmica dos equipamentos operados.

Assim, o desenvolvimento de ferramentas que colaborem para a melhoria dos projetos – o que passa pelo entendimento dos indicadores envolvidos na avaliação da exposição

ocupacional – terá importantes reflexos na saúde dos trabalhadores expostos às vibrações de corpo inteiro.

3 MODELOS UTILIZADOS

O presente capítulo tem por finalidade apresentar os modelos utilizados para caracterizar as estradas e representar veículos, tratando matematicamente o deslocamento dos motoristas como um sistema submetido à excitação em sua base. A solução da equação de movimento, através do método numérico de integração direta das equações de movimento de Newmark, é apresentada.

3.1 Aplicação da Teoria de Campos Aleatórios na Caracterização de Superfícies de Estradas

Um processo (ou campo) é dito aleatório quando não pode ser descrito por uma relação matemática explícita, apenas através de suas propriedades estatísticas [Oliveira, 1999]. Segundo Newland, 1993, as irregularidades de uma superfície como uma estrada podem ser descritas como um campo aleatório, em que a altura z é função da posição x ao longo da pista. Conforme um veículo se desloca com uma velocidade conhecida sobre a pista, a posição passa a ser uma função do tempo.

Quando se descreve a elevação z como função da posição na pista, são utilizadas variáveis espaciais, em especial a frequência espacial n (ciclos/m) e a frequência espacial angular Ω (rad/m). Por sua vez, quando se descreve a elevação z como função do tempo, são utilizadas as variáveis f (Hz - ciclos/s) e ω (rad/s).

Para a caracterização das irregularidades da pista (e de qualquer outro campo ou processo aleatório) são de interesse, entre outras propriedades, a função de autocorrelação e a função densidade espectral de potência. Esta representa a potência de cada componente de frequência em um dado sinal, e é amplamente utilizada na literatura para caracterizar os diferentes perfis de estrada.

Durante o processo de revisão bibliográfica para o presente trabalho, observou-se o uso de diferentes definições das funções densidade espectral de potência, doravante referidas como PSD. Além de estarem relacionadas a variáveis distintas (n , f , Ω e ω), há diferenças de definição matemática, o que por vezes dificulta a comparação entre os dados apresentados [Ricardo, 2013].

Segundo Newland, 1993, a PSD espacial é definida matematicamente conforme a Equação 3.1,

$$G_d(\Omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_d(X) e^{-i\Omega X} dX \quad (3.1)$$

na qual $R_d(X)$ é a função de autocorrelação espacial, definida pela Equação 3.2, sendo que $E[.]$ corresponde ao valor esperado da função.

$$R_d(X) = E[z(x)z(x+X)] \quad (3.2)$$

No entanto, há autores que definem a PSD espacial conforme a Equação 3.3 [Davis, 2001].

$$G_d(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_d(X) e^{-i\Omega X} dX \quad (3.3)$$

A fim de evitar ambiguidade, a densidade espectral definida segundo a Equação 3.1 será referida por $\tilde{G}_d(\Omega)$, enquanto a definida segundo a Equação 3.3 será designada $\hat{G}_d(\Omega)$. A densidade espectral como função de n é definida pela Equação 3.4.

$$G_d(n) = \int_{-\infty}^{\infty} R_d(X) e^{-i2\pi n X} dX \quad (3.4)$$

A densidade espectral no tempo $G_d(\omega)$, por sua vez, é definida por Newland, 1993, conforme a Equação 3.5, na qual $R_d(\tau)$ é a função de autocorrelação no tempo, conforme Equação 3.6.

$$G_d(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_d(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.5)$$

$$R_d(\tau) = E[z(t)z(t+\tau)] \quad (3.6)$$

Alternativamente, há autores que utilizam a definição apresentada na Equação 3.7 para a PSD temporal [Davis, 2001].

$$G_d(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_d(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (3.7)$$

Para evitar ambiguidade, a densidade espectral definida segundo a equação 3.5 será referida por $\tilde{G}_d(\omega)$, enquanto a definida segundo a Equação 3.7 será designada $\hat{G}_d(\omega)$. A densidade espectral como função de f é definida pela Equação 3.8 [Davis, 2001].

$$G_d(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_d(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau \quad (3.8)$$

As PSD espaciais podem ser relacionadas com as PSD referenciadas ao tempo. Considerando que o veículo se move sobre a pista a uma velocidade constante V , o intervalo de tempo τ e o espaço percorrido X podem ser relacionados através da Equação 3.9.

$$\tau = \frac{X}{V} \quad (3.9)$$

Considerando λ o comprimento de onda, Ω a frequência angular espacial e n a frequência espacial, a relação entre essas variáveis pode ser expressa através da Equação 3.10.

$$\Omega = \frac{2\pi}{\lambda} = 2\pi n \quad (3.10)$$

Com base nas equações apresentadas, as diferentes PSD encontradas na literatura podem ser relacionadas como se segue, conforme Davis, 2001.

$$G_d(f) = \frac{1}{V} G_d\left(n = \frac{f}{V}\right) \quad (3.11)$$

$$\hat{G}_d(\omega) = \frac{1}{V} \hat{G}_d\left(\Omega = \frac{\omega}{V}\right) \quad (3.12)$$

$$\tilde{G}_d(\omega) = \frac{1}{V} \tilde{G}_d\left(\Omega = \frac{\omega}{V}\right) \quad (3.13)$$

3.1.1 Modelo de PSD de Estradas Proposto por Dodds e Robson (1973)

Um dos primeiros modelos propostos e ainda largamente utilizado na caracterização das superfícies de estradas é o proposto por Dodds e Robson, 1973, no qual a PSD é definida pelas Equações 3.14 e 3.15.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w_1}, \quad n \leq n_0 \quad (3.14)$$

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w_2}, \quad n \geq n_0 \quad (3.15)$$

O valor $G_d(n_0)$ é denominado coeficiente de rugosidade. Segundo Dodds e Robson, 1973, a descontinuidade entre as Equações 3.14 e 3.15 corresponde a um comprimento de onda de 6,3 m (20 ft), o que corresponde a um valor n_0 de aproximadamente $\frac{1}{2\pi}$ ciclo/m.

Os parâmetros propostos por Dodds e Robson, 1973, são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Classificação de estradas com base no coeficiente de rugosidade

| Tipo de Estrada | | Intervalo de $G_d(n_0)^*$ | w_1 | | w_2 | |
|----------------------|-------------|---------------------------|-------|---------------|-------|---------------|
| | | | Média | Desvio-padrão | Média | Desvio-padrão |
| Autoestradas | Muito boas | 2 – 8 | 1,945 | 0,464 | 1,360 | 0,221 |
| | Boas | 8 – 32 | | | | |
| Rodovias | Muito boas | 2 – 8 | 2,05 | 0,487 | 1,440 | 0,266 |
| | Boas | 8 – 32 | | | | |
| | Médias | 32 – 128 | | | | |
| | Ruins | 128 – 512 | | | | |
| Estradas secundárias | Médias | 32 – 128 | 2,28 | 0,534 | 1,428 | 0,263 |
| | Ruins | 128 – 512 | | | | |
| | Muito ruins | 512 – 2048 | | | | |

*Medido em $10^{-6} \text{ m}^3/\text{ciclo}$

Fonte: adaptado de Dodds e Robson, 1973.

3.1.2 Modelo de PSD Proposto pela ISO 8608 (1995)

A norma ISO 8608 (*Mechanical Vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data*, 1995), no item B.4 do Anexo B, representa a PSD, de forma geral, segundo as Equações 3.16 e 3.17,

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (3.16)$$

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (3.17)$$

nas quais n_0 é a frequência espacial de referência, com valor de 0,1 ciclos/m, Ω_0 é a frequência angular de referência, com valor de 1 rad/m, e w é o expoente da PSD ajustada.

A norma ISO 8608 recomenda a utilização da PSD no intervalo de frequências espaciais entre 0,011 e 2,83 ciclos/m. Segundo a norma, tais valores foram selecionados com base nos dados existentes na literatura. No entanto, para estudos especiais, com pequenas distâncias percorridas e em situações *off-road*, o intervalo de frequências pode ser reduzido.

Segundo a norma ISO 8608, as estradas podem ser classificadas em oito categorias, a partir dos valores $G_d(n_0)$ e $G_d(\Omega_0)$. A classificação é apresentada na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Classificação das estradas

| Classe da Estrada | Grau de Rugosidade | | |
|-------------------|-----------------------|------------------|-----------------|
| | $G_d(n_0)^{1)}$ | | |
| | 10^{-6} m^3 | | |
| | Limite Inferior | Média Geométrica | Limite Superior |
| A | - | 16 | 32 |
| B | 32 | 64 | 128 |
| C | 128 | 256 | 512 |
| D | 512 | 1024 | 2048 |
| E | 2048 | 4096 | 8192 |
| F | 8192 | 16384 | 32768 |
| G | 32768 | 65536 | 131072 |
| H | 131072 | 262144 | - |

1) $n_0 = 0,1$ ciclos/m

Fonte: adaptado de ISO 8608, 1995.

3.1.3 Determinação do Perfil de Rugosidade da Pista

Conhecendo-se a densidade espectral, pode-se utilizar a formulação apresentada por Sun, 2003, a fim de determinar $z(t)$, conforme a Equação 3.18. Tal representação é análoga à apresentada por Shinozuka e Jan, 1972, e é aplicável tanto a campos quanto a processos aleatórios.

$$z(t) = \sum_{k=1}^N (2G_d(\omega_k) \cdot \Delta\omega)^{1/2} \cos(\omega_k t + \phi_k) \quad (3.18)$$

Na Equação 3.18, ϕ_k é uma variável aleatória independente com distribuição uniforme no intervalo $[0, 2\pi]$.

Segundo Sun, 2003, o valor $G_d(\omega)$ é definido segundo a Equação 3.5, correspondendo, então, ao $\tilde{G}_d(\omega)$. Considerando que tanto o modelo de Dodds e Robson quanto o da ISO 8608 são baseados na frequência espacial n , e conhecendo as relações apresentadas nas Equações 3.10, 3.11, 3.12 e 3.13, obtém-se a relação definida na Equação 3.19.

$$\tilde{G}_d(\omega) = \frac{G_d(n)}{2\pi V} \quad (3.19)$$

O método proposto pela ISO 8608 estabelece o intervalo de frequências espaciais a ser considerado. No caso da utilização do modelo proposto por Dodds e Robson, 1973, os valores ω_h e ω_l , correspondentes às frequências angulares máxima e mínima, respectivamente, serão aqueles entre os quais $G_d(\omega)$ tem valores significativos. O valor $\Delta\omega$ é determinado conforme a Equação 3.20, com N igual a 400.

$$\Delta\omega = \frac{\omega_h - \omega_l}{N} \quad (3.20)$$

A norma ISO 8608 também apresenta a possibilidade de representação do perfil da estrada através da PSD da aceleração, embora dê preferência à utilização da PSD do deslocamento [ISO, 1995]. Segundo Ricardo, 2012, a PSD da aceleração e a PSD do deslocamento são relacionadas segundo a Equação 3.21.

$$G_a(\omega) = \omega^4 \cdot G_d(\omega) \quad (3.21)$$

Tal relação pode ser demonstrada. Seja o perfil de aceleração obtido através da formulação proposta por Shinozuka e Jan, 1972, na qual $G_a(\omega)$ é a PSD da aceleração, conforme Equação 3.22.

$$z''(t) = \sum_{k=1}^N (2G_d(\omega_k) \cdot \Delta\omega)^{1/2} \cos(\omega_k t + \phi_k) \quad (3.22)$$

O perfil de aceleração também pode ser definido através da segunda derivada do perfil de deslocamento, descrito pela Equação 3.18. Assim,

$$z'(t) = \sum_{k=1}^N -\omega (2G_d(\omega_k) \cdot \Delta\omega)^{1/2} \text{sen}(\omega_k t + \phi_k) \quad (3.23)$$

$$z''(t) = \sum_{k=1}^N -\omega^2 (2G_d(\omega_k) \cdot \Delta\omega)^{1/2} \cos(\omega_k t + \phi_k) \quad (3.24)$$

$$z''(t) = \sum_{k=1}^N -\left(2\omega^4 \cdot G_d(\omega_k) \cdot \Delta\omega\right)^{1/2} \cos(\omega_k t + \phi_k) \quad (3.25)$$

Comparando 3.22 e 3.25, obtém-se a Equação 3.21.

Analogamente, tem-se que as relações entre as PSD de aceleração e deslocamento em função da frequência temporal e espacial podem ser definidas pelas Equações 3.26 e 3.27.

$$G_a(n) = (2\pi nV)^4 \cdot G_d(n) \quad (3.26)$$

$$G_a(f) = (2\pi f)^4 \cdot G_d(f) \quad (3.27)$$

Considera-se o perfil obtido conforme a Equação 3.18 o correspondente ao traçado por onde circulam as rodas esquerdas do veículo, sendo este também utilizado para as simulações realizadas com o modelo de um quarto de veículo.

No entanto, para a análise do movimento de um veículo como um caminhão ou ônibus, é necessária também a informação sobre o traçado da pista por onde circulam as rodas do lado direito, sendo que os dois perfis de pista devem ter coerência entre suas densidades espectrais. Segundo Sayers, 1998, dentre os modelos mais simples que relacionam as pistas (esquerda e direita), dois se destacam: um que considera que as duas trilhas são perfeitamente

correlacionadas, e assim podem ser relacionadas por uma transformação linear; outro que considera que os perfis são completamente não correlacionados.

O perfil por onde circulam as rodas do lado direito, z_d , pode ser determinado através da Equação 3.28, conforme Sekulic et al., 2013.

$$z_d(t) = \sum_{i=1}^N \left[\left(2 \cdot G_{d,d_e}(f_i) \cdot \Delta f \right)^{1/2} \cdot \cos(2\pi f_i t + \phi_i) + \left(2 \cdot (G_d(f_i) - G_{d,d_e}(f_i)) \cdot \Delta f \right)^{1/2} \cdot \cos(2\pi f_i t + \beta_i) \right] \quad (3.28)$$

Na Equação 3.28, β é uma variável aleatória independente com distribuição uniforme no intervalo $[0, 2\pi]$ e G_{d,d_e} corresponde à densidade espectral de potência cruzada. Esta é definida conforme a Equação 3.29.

$$G_{d,d_e}(f_i) = \gamma_i G_d(f_i) \quad (3.29)$$

A variável γ_i corresponde ao quadrado do módulo da função de transferência de um filtro para frequências de excitação discretas, definida como:

$$\gamma_i = \frac{v_l^2}{v_l^2 + \left(\frac{f}{V} \right)^2} \quad (3.30)$$

em que v_l tem o valor de 0,2 ciclos/m, segundo Sekulic et al., 2013, e Sayers, 1998.

3.2 Modelos de Veículos e Equações de Movimento

A necessidade de aprimoramento das condições de segurança, conforto e desempenho dos veículos faz com que a modelagem da dinâmica de veículos seja objeto de um grande número de estudos. Modelos matemáticos cada vez mais complexos vêm sendo desenvolvidos, com o objetivo de descrever de forma mais acurada o comportamento do veículo e, assim, otimizar seu projeto [De Abreu, 2012].

Podem ser encontrados na literatura diferentes modelos de veículos, empregados de acordo com o objetivo dos respectivos estudos. Observa-se que a quase totalidade dos trabalhos consultados aborda apenas a dinâmica lateral ou então a dinâmica vertical, com

exceção dos trabalhos de Albinsson e Routlege, 2013, e Pazooki et al., 2012, em que há integração entre as abordagens.

Para a avaliação da dinâmica vertical, observou-se a utilização de modelos de meio veículo, como no trabalho de Barbosa, 2011. Tais modelos permitem avaliar grandezas como o deslocamento e a aceleração verticais e o ângulo de arfagem [De Abreu, 2012], não contemplando a dinâmica lateral e a rolagem do veículo. A representação de meio veículo é também apresentada por Jazar, 2009, conforme Figura 3.1.

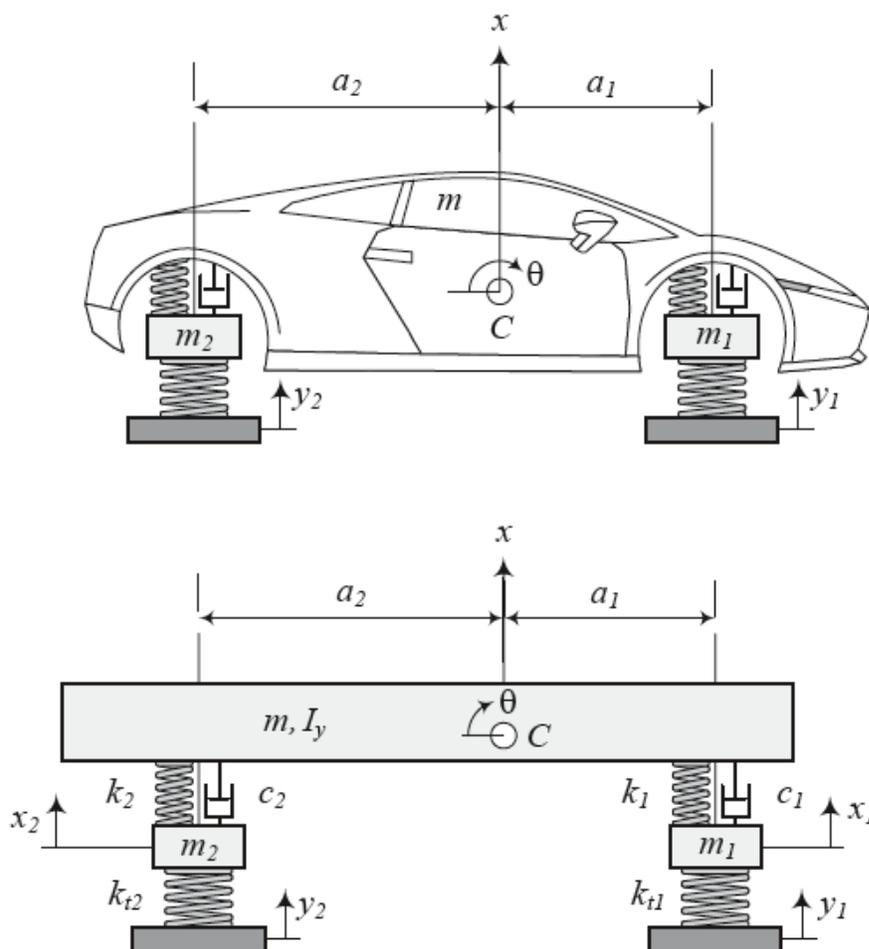


Figura 3.1 – Modelo de meio veículo utilizado para avaliação da dinâmica vertical

Fonte: Jazar, 2009.

Modelos de veículo completo como o apresentado por Jazar, 2009, conforme Figura 3.2, também são comuns. Tais representações permitem a avaliação das variáveis associadas

ao deslocamento vertical do veículo e das quatro rodas – que são consideradas independentes –, além dos ângulos de rolagem e arfagem.

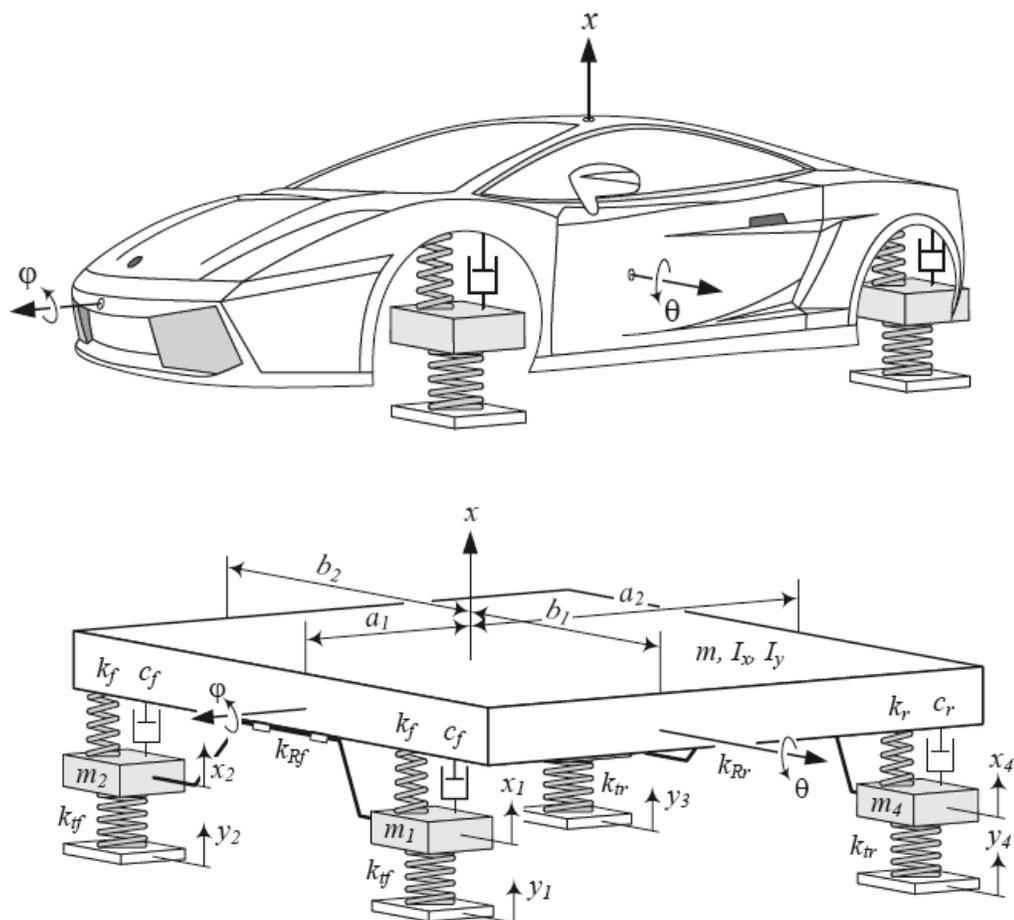


Figura 3.2 – Modelo de carro completo, utilizado para avaliação da vibração vertical

Fonte: Jazar, 2009.

Diversos trabalhos relacionados à avaliação da exposição às VCI vêm utilizando tal abordagem; no entanto, tal modelo não representa as forças laterais que atuam no veículo, não sendo avaliadas as acelerações horizontais, o ângulo de guinada e a aceleração lateral do centro de gravidade. Entre tais trabalhos, citam-se os de Sekulic et al., 2013 e Hassaan e Mohammed, 2015.

Tal abordagem é compatível com o entendimento mais disseminado quanto ao disposto na norma ISO 2631-1 (1997), em que se considera que apenas a determinação da aceleração vertical é necessária para a avaliação da exposição no que se refere a conforto e saúde. No entanto, isso gera um inconveniente quando se busca avaliar a exposição sob a

ótica da NHO-09, já que esta prevê também a avaliação das acelerações longitudinais e transversais. Também se pode considerar que tal abordagem pode ser conflitante com a própria ISO 2631-1 (1997), como apresentado na Seção 2.2.2 e aprofundado na Seção 5.5.

Assim, considera-se importante a apresentação dos modelos de veículos mais comumente usados para avaliação da dinâmica lateral. Entre eles, destaca-se o da bicicleta, que representa a roda esquerda e a direita de um mesmo eixo de forma agrupada, com o mesmo ângulo de esterçamento das rodas δ e com uma força lateral equivalente às duas rodas [Gillespie, 1992]. O modelo pode ser visualizado na Figura 3.3.

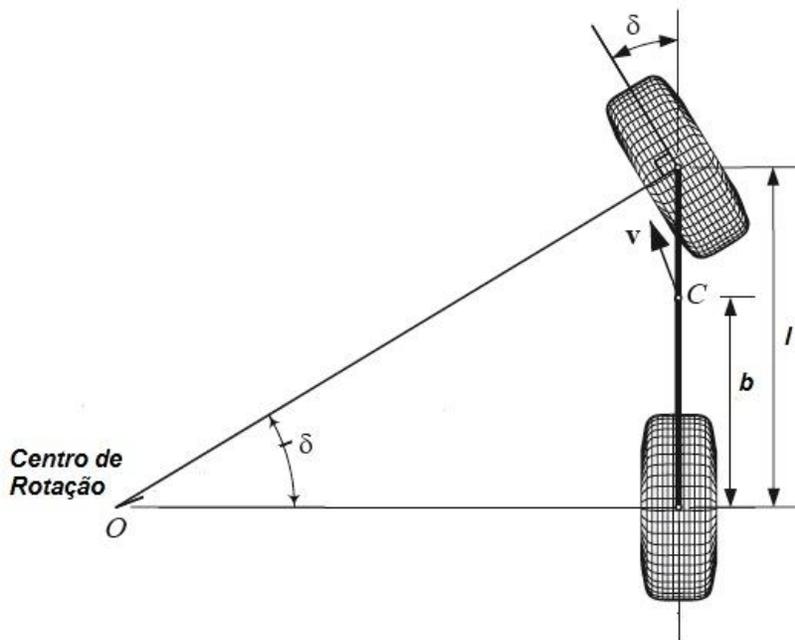


Figura 3.3 – Modelo da bicicleta

Fonte: adaptado de Jazar, 2009.

Tal modelo não avalia, entre outros aspectos, os ângulos de rolagem e arfagem e o movimento vertical do veículo, além de não considerar as transferências de carga verticais. O modelo também não possibilita a adoção de diferentes ângulos de esterçamento entre as rodas.

A avaliação da dinâmica lateral também pode ser feita através dos modelos que representem as quatro rodas (*two track models* ou *full car handling model*), conforme Figura 3.4. O uso de tal modelo em sua forma bidimensional foi preferido por Varghese, 2013, ao modelo da bicicleta, por permitir tratar as quatro rodas de forma independente, com diferentes

ângulos de esterçamento e características dos pneus (como a pressão). Além disso, tal modelo permite avaliar os efeitos da transferência de carga lateral e longitudinal, segundo o autor.

A representação bidimensional de tal modelo, utilizada por Varghese, 2013, Albinsson e Routledge, 2013, e Al-Solihat, 2008, avalia três graus de liberdade: deslocamento longitudinal e transversal, e o ângulo de guinada (*yaw*).

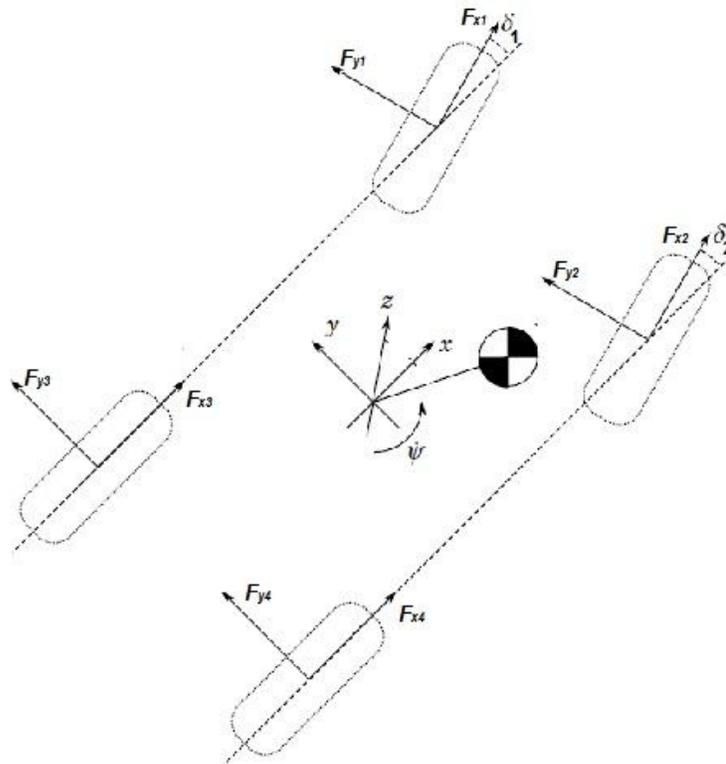


Figura 3.4 – Representação considerando as quatro rodas

Fonte: adaptado de Schofield, 2008.

Constatou-se também o uso de tal modelo em sua forma tridimensional, tendo sido acrescentado um grau de liberdade correspondente ao ângulo de rolagem do veículo [Schofield, 2008].

3.2.1 Modelo de Um Quarto de Veículo

Os modelos de quarto de veículo utilizam duas massas concentradas, uma representando a carroceria (geralmente referida como massa suspensa) e a outra o conjunto suspensão/roda (massa não suspensa), conforme Figura 3.5.

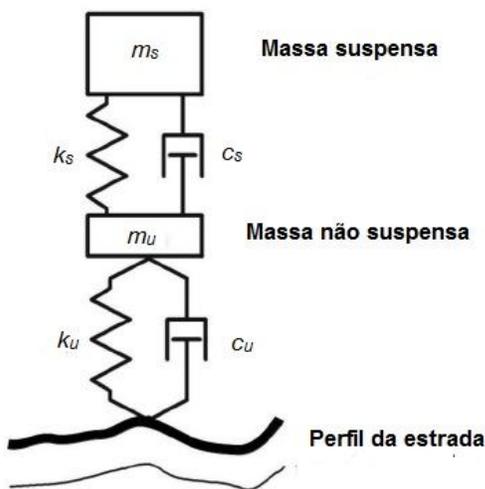


Figura 3.5 – Representação de modelo de quarto de veículo

Fonte: adaptado de Johannesson e Rychlik, 2012.

Para tal modelo, a equação de movimento pode ser escrita como:

$$\begin{bmatrix} m_u & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_u \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_u + c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_u \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_u + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_u \\ x_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_u z' + k_u z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

na qual z representa a excitação imposta ao sistema (no caso, o perfil da estrada), z' sua derivada, c_u e k_u o amortecimento e a rigidez da massa não suspensa e c_s e k_s o amortecimento e a rigidez da massa suspensa.

Utiliza-se, para fins de avaliação da aceleração sofrida pela massa suspensa, o seu valor absoluto, conforme apresentado por Akcay, 2005.

3.2.2 Modelo de Ônibus com Representação Completa da Dinâmica Vertical

A fim de avaliar a exposição ocupacional a VCI em motoristas de ônibus, utilizou-se o modelo proposto por Sekulic et al., 2013, que avalia os seguintes movimentos independentes de massas concentradas e corpos rígidos: movimentos verticais do motorista e de dois passageiros (um na parte central do ônibus e outro ao fundo), do centro de gravidade do ônibus e também dos centros de gravidade dos eixos traseiro e dianteiro, bem como os movimentos angulares do ônibus em torno dos eixos longitudinal (x) e transversal (y) e dos eixos traseiro e dianteiro em torno dos eixos x_1 e x_2 . O modelo utilizado também considera as propriedades do sistema de suspensão do assento do motorista, que conta com suspensão pneumática e absorvedor de choque.

Sekulic et al., 2013, adotam as seguintes premissas:

- O ônibus é simétrico em relação ao eixo longitudinal que passa por seu centro de gravidade;
- Todos os possíveis movimentos das massas concentradas em torno da posição de equilíbrio estacionário são pequenos;
- A carroceria do ônibus e os eixos (dianteiro e traseiro) são corpos rígidos;
- O motor do ônibus está incluído na carroceria, não tendo sido levada em consideração sua excitação oscilatória;
- As características de todos os elementos de rigidez e amortecimento são lineares;
- Os pneus do ônibus estão em contato permanente com a superfície da estrada;
- O ônibus se move em linha reta com velocidade constante.

A Figura 3.6 representa o ônibus utilizado para a avaliação. Os parâmetros geométricos e oscilatórios são descritos no Apêndice B. Os graus de liberdade associados ao modelo são apresentados na Tabela 3.3.

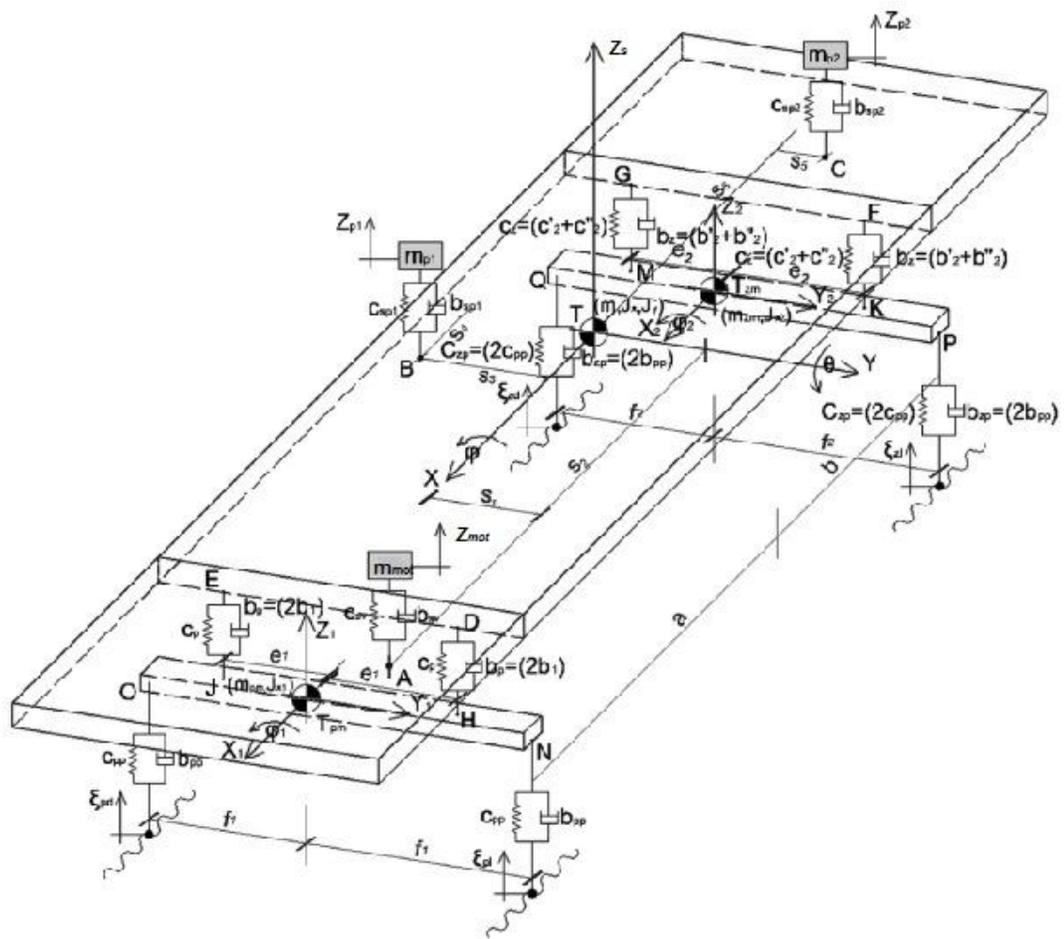


Figura 3.6 – Modelo oscilatório do ônibus IK-301

Fonte: adaptado de Sekulic et al., 2013.

Tabela 3.3 – Graus de liberdade associados ao modelo do ônibus IK-301

| Variável | Descrição |
|-------------|--|
| z_{mot} | Deslocamento vertical do motorista |
| z_{p1} | Deslocamento vertical do passageiro 1 |
| z_{p2} | Deslocamento vertical do passageiro 2 |
| z_s | Deslocamento vertical da massa suspensa |
| φ_s | Ângulo de rolagem da massa suspensa |
| θ_s | Ângulo de arfagem da massa suspensa |
| 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 |

As equações de movimento referentes ao modelo são apresentadas a seguir.

$$m_{mot}\ddot{z}_{mot} + c_{sv}\dot{z}_{mot} + k_{sv}z_{mot} - c_{sv}\dot{z}_s - k_{sv}z_s - s_1c_{sv}\dot{\varphi}_s - s_1k_{sv}\varphi_s + s_2c_{sv}\dot{\theta}_s + s_2k_{sv}\theta_s = 0 \quad (3.32)$$

$$m_{p1}\ddot{z}_{p1} + c_{sp1}\dot{z}_{p1} + k_{sp1}z_{p1} - c_{sp1}\dot{z}_s - k_{sp1}z_s + s_3c_{sp1}\dot{\varphi}_s + s_3k_{sp1}\varphi_s + s_4c_{sp1}\dot{\theta}_s + s_4k_{sp1}\theta_s = 0 \quad (3.33)$$

$$m_{p2}\ddot{z}_{p2} + c_{sp2}\dot{z}_{p2} + k_{sp2}z_{p2} - c_{sp2}\dot{z}_s - k_{sp2}z_s - s_5c_{sp2}\dot{\varphi}_s - s_5k_{sp2}\varphi_s - s_6c_{sp2}\dot{\theta}_s - s_6k_{sp2}\theta_s = 0 \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_s + (c_{sv} + c_{sp1} + c_{sp1} + 2c_p + 2c_z)\dot{z}_s + (k_{sv} + k_{sp1} + k_{sp2} + 2k_p + 2k_z)z_s \\ + (s_1c_{sv} - s_3c_{sp1} + s_5c_{sp2})\dot{\varphi}_s + (s_1k_{sv} - s_3k_{sp1} + s_5k_{sp2})\varphi_s - (s_2c_{sv} + s_4c_{sp1} - s_6c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z)\dot{\theta}_s \\ - (s_2k_{sv} + s_4k_{sp1} - s_6k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z)\theta_s - c_{sv}\dot{z}_{mot} - k_{sv}z_{mot} - c_{sp1}\dot{z}_{p1} - k_{sp1}z_{p1} - c_{sp2}\dot{z}_{p2} - k_{sp2}z_{p2} \\ - 2c_p\dot{z}_1 - 2k_pz_1 - 2c_z\dot{z}_2 - 2k_zz_2 = 0 \end{aligned} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned}
& J_x \ddot{\phi}_s + (s_1^2 c_{sv} + s_3^2 c_{sp1} + s_5^2 c_{sp2} + 2e_1^2 c_p + 2e_2^2 c_z) \dot{\phi}_s + (s_1^2 k_{sv} + s_3^2 k_{sp1} + s_5^2 k_{sp2} + 2e_1^2 k_p + 2e_2^2 k_z) \phi_s \\
& - s_1 c_{sv} \dot{z}_{mot} - s_1 k_{sv} z_{mot} + s_3 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_3 k_{sp1} z_{p1} - s_5 c_{sp2} \dot{z}_{p2} - s_5 k_{sp2} z_{p2} + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + s_5 c_{sp2}) \dot{z}_s \\
& + (s_1 k_{sv} - s_3 k_{sp1} + s_5 k_{sp2}) z_s - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\theta}_s - (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} - s_5 s_6 k_{sp2}) \theta_s \\
& - 2e_1^2 c_p \dot{\phi}_1 - 2e_1^2 k_p \phi_1 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi}_2 - 2e_2^2 k_z \phi_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.36}$$

$$\begin{aligned}
& J_y \ddot{\theta}_s + (s_2^2 c_{sv} + s_4^2 c_{sp1} + s_6^2 c_{sp2} + 2a^2 c_p + 2b^2 c_z) \dot{\theta}_s + (s_2^2 k_{sv} + s_4^2 k_{sp1} + s_6^2 k_{sp2} + 2a^2 k_p + 2b^2 k_z) \theta_s \\
& + s_2 c_{sv} \dot{z}_{mot} + s_2 k_{sv} z_{mot} + s_4 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_4 k_{sp1} z_{p1} - s_6 c_{sp2} \dot{z}_{p2} - s_6 k_{sp2} z_{p2} \\
& - (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) \dot{z}_s - (s_2 k_{sv} + s_4 k_{sp1} - s_6 k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z) z_s \\
& - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\phi}_s - (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} - s_5 s_6 k_{sp2}) \phi_s + 2ac_p \dot{z}_1 + 2ak_p z_1 \\
& - 2bc_z \dot{z}_2 - 2bk_z z_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.37}$$

$$\begin{aligned}
& m_{pm} \ddot{z}_1 + 2(c_p + c_{pp}) \dot{z}_1 + 2(k_p + k_{pp}) z_1 - 2c_p \dot{z}_s - 2k_p z_s + 2ac_p \dot{\theta}_s + 2ak_p \theta_s = c_{pp} \dot{z}_{fd} \\
& + k_{pp} z_{fd} + c_{pp} \dot{z}_{fe} + k_{pp} z_{fe}
\end{aligned} \tag{3.38}$$

$$\begin{aligned}
& J_{x1} \ddot{\phi}_1 + 2(e_1^2 c_p + f_1^2 c_{pp}) \dot{\phi}_1 + 2(e_1^2 k_p + f_1^2 k_{pp}) \phi_1 - 2e_1^2 c_p \dot{\phi}_s - 2e_1^2 k_p \phi_s = -f_1 c_{pp} \dot{z}_{fd} \\
& - f_1 k_{pp} z_{fd} + f_1 c_{pp} \dot{z}_{fe} + f_1 k_{pp} z_{fe}
\end{aligned} \tag{3.39}$$

$$\begin{aligned}
& m_{zm} \ddot{z}_2 + 2(c_z + c_{zp}) \dot{z}_2 + 2(k_z + k_{zp}) z_2 - 2c_z \dot{z}_s - 2k_z z_s - 2bc_z \dot{\theta}_s - 2bk_z \theta_s = c_{zp} \dot{z}_{td} \\
& + k_{zp} z_{td} + c_{zp} \dot{z}_{te} + k_{zp} z_{te}
\end{aligned} \tag{3.40}$$

$$\begin{aligned}
& J_{x2} \ddot{\phi}_2 + 2(e_2^2 c_z + f_2^2 c_{zp}) \dot{\phi}_2 + 2(e_2^2 k_z + f_2^2 k_{zp}) \phi_2 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi}_s - 2e_2^2 k_z \phi_s = -f_2 c_{zp} \dot{z}_{td} \\
& - f_2 k_{zp} z_{td} + f_2 c_{zp} \dot{z}_{te} + f_2 k_{zp} z_{te}
\end{aligned} \tag{3.41}$$

O modelo utilizado por Sekulic et al., 2013, não determina as acelerações nas direções x e y no posto de trabalho do motorista, uma vez que representa apenas a dinâmica vertical do veículo. A avaliação de tais indicadores não é requerida pela legislação europeia, mas é exigida pela normatização brasileira. Assim, para determinar a aceleração longitudinal (\ddot{x}_{mot}) e a aceleração transversal (\ddot{y}_{mot}) no posto de trabalho do motorista, utilizam-se as equações apresentadas por Pazooki et al., 2012.

$$\ddot{x}_{mot} = \ddot{x}_s + h'\ddot{\theta}_s \quad (3.42)$$

$$\ddot{y}_{mot} = \ddot{y}_s - h'\ddot{\phi}_s \quad (3.43)$$

Nas Equações 3.42 e 3.43, h' representa a distância vertical do assento ao centro de gravidade da massa suspensa, e \ddot{x}_s e \ddot{y}_s representam as acelerações longitudinais e transversais do centro de gravidade da massa suspensa. Cabe ressaltar que, ao utilizar tal equacionamento, não se consideram os efeitos da rigidez e do amortecimento do assento em relação à carroceria nas direções x e y .

A distância vertical entre o posto de trabalho do motorista e o centro de gravidade não é informada por Sekulic et al., 2013. Tal parâmetro não influencia a aceleração vertical; no entanto, tem influência direta nas acelerações nas direções x e y . Assim, foram utilizados dados de modelos de ônibus nacionais similares ao IK-301, tendo sido estimada uma distância vertical de 60 cm entre o assento do motorista e o centro de gravidade do ônibus.

3.2.3 Modelo de Ônibus com Representação das Dinâmicas Vertical e Lateral

O modelo apresentado por Sekulic et al., 2013, considera apenas a influência da dinâmica vertical sobre a aceleração sofrida pelo motorista em seu assento, com fins de avaliação de conforto. Os autores, como já apresentado na seção anterior, não apresentam valores de aceleração medidos nas direções x e y .

Utilizando-se as equações propostas por Pazooki et al., 2012, em combinação com o modelo apresentado na Seção 3.2.2, obtêm-se valores para as acelerações longitudinais e transversais incompatíveis com os resultados registrados na literatura como fruto de medições diretas, apresentados no Apêndice C. As tradicionais representações de veículo completo, como a adotada por Sekulic et al., 2013, desprezam a contribuição das forças laterais e longitudinais sobre o movimento, que podem ser consideráveis em atividades como a de mineração e florestal, em que os terrenos e as tarefas executadas atuam de forma considerável nas direções x e y . No trabalho de Hassaan e Mohammed, 2015, é inserido no modelo de veículo completo um grau de liberdade relacionado ao movimento lateral do centro de gravidade; no entanto, os autores relatam que não houve deslocamento associado a esse grau de liberdade, o que claramente se deve ao modelo utilizado.

Assim, buscou-se na literatura um modelo que considerasse as solicitações verticais, laterais e longitudinais, tendo sido encontrado o trabalho de Albinsson e Routledge, 2013. Além das equações de movimento associadas aos deslocamentos verticais, análogas às apresentadas na seção anterior, os autores apresentam as Equações 3.44, 3.45 e 3.46, a fim de determinar os graus de liberdade associados à aceleração lateral do centro de gravidade ($\ddot{y} + V\dot{\psi}$), ao ângulo de guinada (ψ) e à aceleração longitudinal (\ddot{x}_s).

$$m(\ddot{y} + V\dot{\psi}) = F_{y1} \cos \delta_1 + F_{y2} \cos \delta_2 + F_{y3} + F_{y4} + F_{x1} \text{sen} \delta_1 + F_{x2} \text{sen} \delta_2 \quad (3.44)$$

$$I_{zz}\ddot{\psi} = (F_{x4} - F_{x3})f_2 + (F_{x2} \cos \delta_2 - F_{y2} \text{sen} \delta_2 - F_{x1} \cos \delta_1 + F_{y1} \text{sen} \delta_1)f_1 + (F_{x1} \text{sen} \delta_1 + F_{x2} \text{sen} \delta_2 + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{y2} \cos \delta_2)a - (F_{y4} + F_{y3})b \quad (3.45)$$

$$m\ddot{x}_s = F_{x2} \cos \delta_2 - F_{y2} \text{sen} \delta_2 + F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \text{sen} \delta_1 + F_{x3} + F_{x4} \quad (3.46)$$

Nas equações anteriores, F_{yi} e F_{xi} correspondem às forças laterais e longitudinais exercidas pelos pneus (numerados conforme Figura 3.4), I_{zz} corresponde ao momento de inércia de guinada e δ_1 e δ_2 correspondem aos ângulos de esterçamento das rodas 1 e 2. Os parâmetros f_2 , f_1 , a e b podem ser visualizados na Figura 3.6, sendo seus valores apresentados na Tabela B.1.

Por abordar exclusivamente a dinâmica vertical, Sekulic et al., 2013, não apresentaram os valores dos parâmetros de interesse para a avaliação da dinâmica lateral e das forças laterais e longitudinais exercidas pelos pneus. Assim, buscou-se na literatura modelos que representassem essas forças de maneira simplificada, já que o aprofundamento do tema não pertence ao escopo do trabalho.

A fim de determinar as forças laterais, optou-se por adotar a hipótese de pequenos ângulos de deslizamento. Segundo Rajamani, 2006, em tais casos se pode considerar que as forças nos pneus são proporcionais a esses ângulos, conforme apresentado nas Equações 3.47 e 3.48.

$$F_{yf} = C_{\alpha f} \left(\delta - \frac{\dot{y} + a\dot{\psi}}{V} \right) \quad (3.47)$$

$$F_{yr} = C_{\alpha r} \left(-\frac{\dot{y} - b\dot{\psi}}{V} \right) \quad (3.48)$$

Nas equações anteriores, F_{yf} corresponde às forças nas rodas dianteiras (logo, às rodas 1 e 2, conforme Figura 3.4), F_{yr} às rodas traseiras (3 e 4), δ corresponde aos ângulos de

esterçamento das rodas dianteiras, C_α corresponde ao coeficiente de rigidez lateral (*cornering stiffness*), e a e b são dimensões apresentadas na Figura 3.6 e na Tabela B.1.

Para determinar as forças longitudinais, utilizam-se também as equações propostas por Rajamani, 2006, para os casos de pequenos deslizamentos dos pneus (*slip ratio*).

$$F_{xf} = C_{\sigma f} \sigma_{xf} \quad (3.49)$$

$$F_{xr} = C_{\sigma r} \sigma_{xr} \quad (3.50)$$

Nas Equações 3.49 e 3.50, F_{xf} e F_{xr} correspondem às forças longitudinais nos pneus, C_σ corresponde à rigidez longitudinal do pneu e σ_x ao escorregamento dos pneus, e os subíndices f e r indicam as rodas dianteiras e traseiras, respectivamente.

Buscaram-se na literatura dados de veículos semelhantes ao utilizado por Sekulic et al., 2013, considerando o número de eixos, a distância entre eles, sua distribuição de massa e a massa total. Assim, utilizaram-se os valores de rigidez lateral apresentados por Yu et al., 2006, conforme Tabela 3.4, onde se encontram também os parâmetros relacionados ao ônibus avaliado pelos autores e o IK-301. Cabe ressaltar que a distribuição do peso referente ao modelo de Sekulic et al., 2013, apresentada na Tabela 3.4, foi determinada a partir das massas dos eixos dianteiro e traseiro (Tabela B.2), já que não é informada a proporção completa do ônibus concentrada nos respectivos eixos.

Tabela 3.4 – Comparação entre parâmetros relacionados às forças laterais

| | Massa Total (kg) | Distância entre Eixos (m) | Distribuição do Peso | $C_{\sigma f}$ (N/grau) | $C_{\sigma r}$ (N/grau) |
|----------------------|-------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Yu et al., 2006 | 12393 | 6,2 | 35/65 (dianteira/traseira) | 2748 | 6380 |
| Sekulic et al., 2013 | 15890 | 5,65 | 35,5/64,5 (dianteira/traseira) | --- | --- |

Para determinar o momento de inércia de guinada (*yaw moment of inertia*), utiliza-se a aproximação apresentada na Equação 3.51.

$$I_{zz} \approx \frac{mL^2}{12} \quad (3.51)$$

Sekulic et al., 2013, não determinam o comprimento total do veículo. No entanto, sendo conhecida a distância entre eixos e através da representação esquemática apresentada pelo autor, estima-se tal medida em 12 m, dimensão compatível com ônibus similares.

A rigidez longitudinal do pneu, por sua vez, é aproximada através dos valores apresentados por Ayalew et al., 2004, considerando o ângulo de camber igual a zero. Considerou-se também que os escorregamentos longitudinais variam entre 0 e 0,05%, faixa em que estes e as forças longitudinais guardam relação de linearidade. Assim, considera-se que C_σ tenha o valor de 230 kN / %.

O modelo apresenta diversas limitações, além das já mencionadas restrições a pequenos ângulos de esterçamento das rodas e pequenos escorregamentos. Não se considera que a pista tenha inclinação lateral, tampouco se leva em conta o efeito das transferências de cargas verticais. Não é também realizada qualquer análise da estabilidade lateral do veículo representado. A Equação 3.46, apresentada por Albinsson e Routledge, 2013, e Al-Solihat, 2008, quando comparada à equação da dinâmica longitudinal apresentada por Rajamani, 2006, mostra que os autores não consideram a influência das forças de resistência ao rolamento e da força de arrasto aerodinâmico.

3.2.4 Solução da Equação de Movimento: Método de Newmark

As equações de movimento do sistema, apresentadas nas Seções 3.2.2 e 3.2.3, podem ser escritas sob a forma da Equação 3.52.

$$[M] \cdot \ddot{\vec{x}} + [C] \cdot \dot{\vec{x}} + [K] \cdot \vec{x} = \vec{F} \quad (3.52)$$

Quando a equação diferencial de movimento do sistema não pode ser resolvida de forma analítica, podem ser utilizados métodos numéricos (como métodos de integração direta) para a determinação da resposta do sistema. Tais métodos são procedimentos do tipo passo a passo que não requerem o cálculo prévio das características dinâmicas da estrutura (como autovalores e autovetores), reduzindo o esforço computacional.

Os métodos de integração numérica têm duas características fundamentais. A primeira, de que eles não pretendem satisfazer a equação de movimento em todos os instantes t , mas apenas em instantes separados por intervalos discretos de tempo Δt [Rao, 2011]. A segunda consiste em admitir uma função para representar a variação da aceleração dentro do intervalo de tempo Δt . As funções que representam a variação da velocidade e do deslocamento, dentro do mesmo intervalo de tempo Δt , são obtidas através de integração da função admitida para representar a aceleração. A convergência e a exatidão da solução dependerão da capacidade das funções adotadas para representarem a aceleração com precisão dentro de cada intervalo Δt , bem como do tamanho desse intervalo.

O presente trabalho utiliza o método de Newmark para a resolução da equação de movimento do veículo que circula sobre uma superfície irregular. Tal método se baseia na hipótese de que a aceleração varia linearmente entre dois instantes de tempo, sendo conhecidos os valores iniciais do deslocamento e da velocidade (\bar{x}_0 e $\dot{\bar{x}}_0$, respectivamente). As expressões resultantes para os vetores velocidade e deslocamento podem ser escritas conforme as Equações 3.53 e 3.54.

$$\dot{\bar{x}}_{i+1} = \dot{\bar{x}}_i + \left[(1-\beta) \cdot \ddot{\bar{x}}_i + \beta \cdot \ddot{\bar{x}}_{i+1} \right] \cdot \Delta t \quad (3.53)$$

$$\bar{x}_{i+1} = \bar{x}_i + \Delta t \cdot \dot{\bar{x}}_i + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \cdot \ddot{\bar{x}}_i + \alpha \cdot \ddot{\bar{x}}_{i+1} \right] \cdot (\Delta t)^2 \quad (3.54)$$

Seja a equação de movimento escrita sob a forma da Equação 3.55.

$$[m] \cdot \ddot{\bar{x}}_{i+1} + [c] \cdot \dot{\bar{x}}_{i+1} + [k] \cdot \bar{x}_{i+1} = \bar{F}_{i+1} \quad (3.55)$$

Combinando as Equações 3.55, 3.56 e 3.57, obtém-se que a Equação 3.56:

$$\bar{x}_{i+1} = \left[\frac{1}{\alpha \cdot (\Delta t)^2} [m] + \frac{\beta}{\alpha \cdot \Delta t} [c] + [k] \right]^{-1} \times \left\{ \begin{array}{l} \bar{F}_{i+1} + [m] \left(\frac{1}{\alpha \cdot (\Delta t)^2} \bar{x}_i + \frac{1}{\alpha \cdot \Delta t} \dot{\bar{x}}_i + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \cdot \ddot{\bar{x}}_i \right) \\ + [c] \cdot \left(\frac{\beta}{\alpha \cdot \Delta t} \bar{x}_i + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) \cdot \dot{\bar{x}}_i + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \cdot \frac{\Delta t}{2} \ddot{\bar{x}}_i \right) \end{array} \right\} \quad (3.56)$$

O método de Newmark pode ser descrito através dos passos a seguir [Rao, 2011]:

1. A partir dos valores conhecidos de \bar{x}_0 e $\dot{\bar{x}}_0$, determinar $\ddot{\bar{x}}_0$ a partir da Equação 3.57;

$$\ddot{\bar{x}}_0 = [m]^{-1} (\bar{F}_0 - [c] \cdot \dot{\bar{x}}_0 - [k] \cdot \bar{x}_0) \quad (3.57)$$

2. Selecionar valores adequados para Δt , α e β . Cabe notar que, a menos que o valor de β seja $\frac{1}{2}$, há a introdução de amortecimento espúrio [Rao, 2011]. Utilizam-se, então, os valores de $\frac{1}{4}$ e $\frac{1}{2}$ para α e β , que são mais eficientes sob a perspectiva de acurácia computacional e estabilidade, conforme apontado por Sun, 2003.

3. Calcular o vetor deslocamento \bar{x}_{i+1} , iniciando com $i = 0$, através da Equação 3.56;

4. Determinar os vetores aceleração e velocidade no instante t_{i+1} através das Equações 3.58 e 3.59;

$$\ddot{\bar{x}}_{i+1} = \frac{1}{\alpha \cdot (\Delta t)^2} (\bar{x}_{i+1} - \bar{x}_i) - \frac{1}{\alpha \cdot \Delta t} \dot{\bar{x}}_i - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \cdot \ddot{\bar{x}}_i \quad (3.58)$$

$$\dot{\bar{x}}_{i+1} = \dot{\bar{x}}_i + (1 - \beta) \cdot \Delta t \cdot \ddot{\bar{x}}_i + \beta \cdot \Delta t \cdot \ddot{\bar{x}}_{i+1} \quad (3.59)$$

Assim, obtém-se a resposta do sistema quando submetido a um determinado estímulo.

4 VALIDAÇÃO DAS ROTINAS COMPUTACIONAIS DESENVOLVIDAS

No presente capítulo é apresentada a validação das diferentes rotinas computacionais elaboradas em *MatLab* utilizadas na geração dos resultados, através da comparação entre os modelos implementados e as soluções analíticas conhecidas para sistemas com um e dois graus de liberdade. Também é apresentada a comparação entre resultados obtidos através das rotinas implementadas e os apresentados na literatura.

4.1 Solução das Equações de Movimento pelo Método de Newmark

A fim de validar a rotina computacional desenvolvida, considerou-se o caso de um sistema de um grau de liberdade sujeito a uma excitação harmônica na base, conforme Equação 4.1.

$$z = Z \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (4.1)$$

A equação de movimento tem a forma, então, da Equação 4.2.

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = c \cdot \omega \cdot Z \cdot \cos(\omega \cdot t) + k \cdot Z \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (4.2)$$

Tal equação tem solução analítica conhecida (Equações 4.3, 4.4 e 4.5); assim, se deseja comparar a solução analítica com a solução numérica, a fim de verificar a adequação da rotina [Rao, 2011].

$$x(t) = X \cdot \text{sen}(\omega \cdot t - \phi) \quad (4.3)$$

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

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

Nas equações anteriores, r é a relação entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema e ζ é a razão de amortecimento.

Os valores utilizados na simulação são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Valores utilizados na resolução da equação de movimento para sistema com um grau de liberdade

| Parâmetro | Valor |
|-----------|------------|
| Z | 0.05 m |
| ω | 6.28 rad/s |
| m | 1200 kg |
| k | 400 kN/m |
| ζ | 0.5 |

O amortecimento é calculado através da Equação 4.6 [Rao, 2011].

$$c = 2\zeta \sqrt{k \cdot m} \quad (4.6)$$

Obteve-se o resultado apresentado na Figura 4.1. Observa-se a coincidência entre as soluções, o que permite concluir que a rotina implementada é válida.

Realizou-se também a validação da rotina para um modelo de quarto de veículo – sistema com dois graus de liberdade –, submetido a uma excitação harmônica na base, conforme Equação 4.1.

O movimento de um sistema com n graus de liberdade, excitado por forças harmônicas, pode ser representado pela Equação 4.7 [Miguel, 2008].

$$[M] \cdot \ddot{\vec{x}} + [C] \cdot \dot{\vec{x}} + [K] \cdot \vec{x} = \vec{F}_A \sin \omega t + \vec{F}_B \cos \omega t \quad (4.7)$$

A solução de tal sistema tem a forma apresentada na Equação 4.8.

$$\vec{x} = \vec{A} \sin \omega t + \vec{B} \cos \omega t \quad (4.8)$$

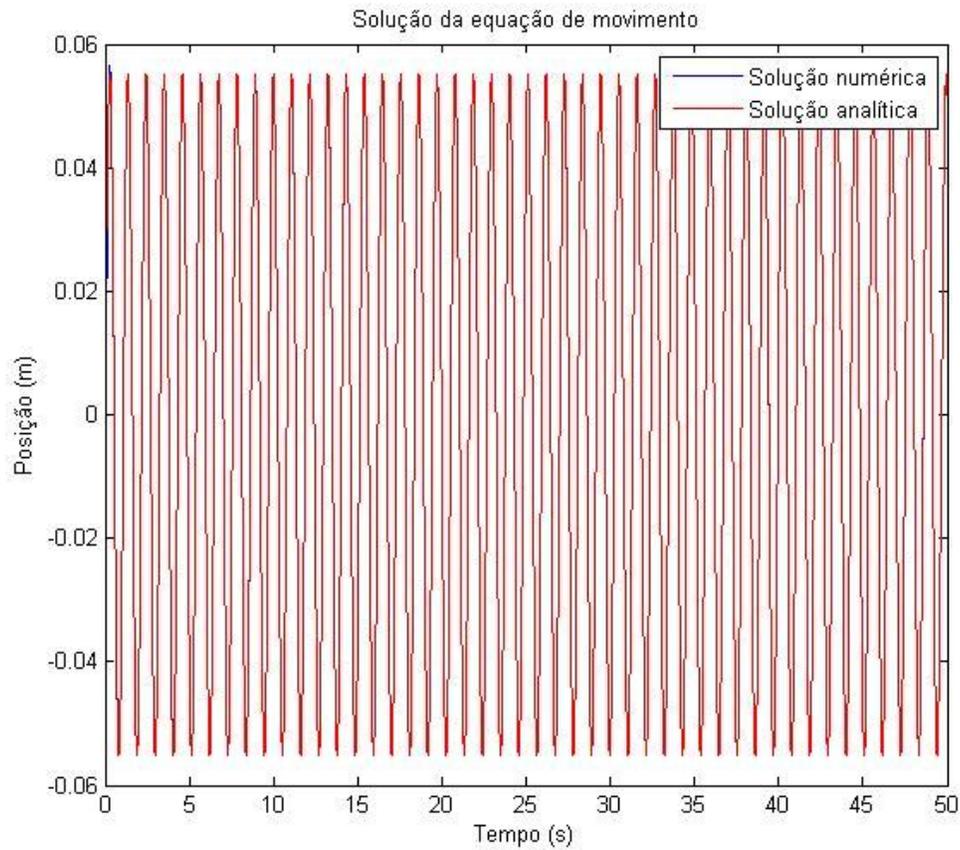


Figura 4.1 – Comparação entre a solução analítica e a numérica obtida através da rotina desenvolvida

Segundo Miguel, 2008, os vetores \vec{A} e \vec{B} são determinados através da solução do seguinte sistema matricial:

$$\begin{bmatrix} (-[M]\omega^2 + [K]) & -[C]\omega \\ [C]\omega & (-[M]\omega^2 + [K]) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vec{A} \\ \vec{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \vec{F}_A \\ \vec{F}_B \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

As matrizes de massa, rigidez e amortecimento têm a forma apresentada na Seção 3.2.1. Os valores dos parâmetros são apresentados na Tabela 4.2, conforme Sayers, 1998, tendo sido adotado m_s igual a 100 kg.

Tabela 4.2 - Valores utilizados na resolução da equação de movimento para sistema com dois graus de liberdade

| Parâmetro | Valor |
|-----------|------------|
| Z | 0.05 m |
| ω | 6.28 rad/s |
| m_u | 0.15 m_s |
| k_u | 653 m_s |
| k_s | 63.3 m_s |
| c_s | 6 m_s |
| c_u | 0 |

Obtiveram-se os resultados apresentados nas Figuras 4.2 e 4.3.

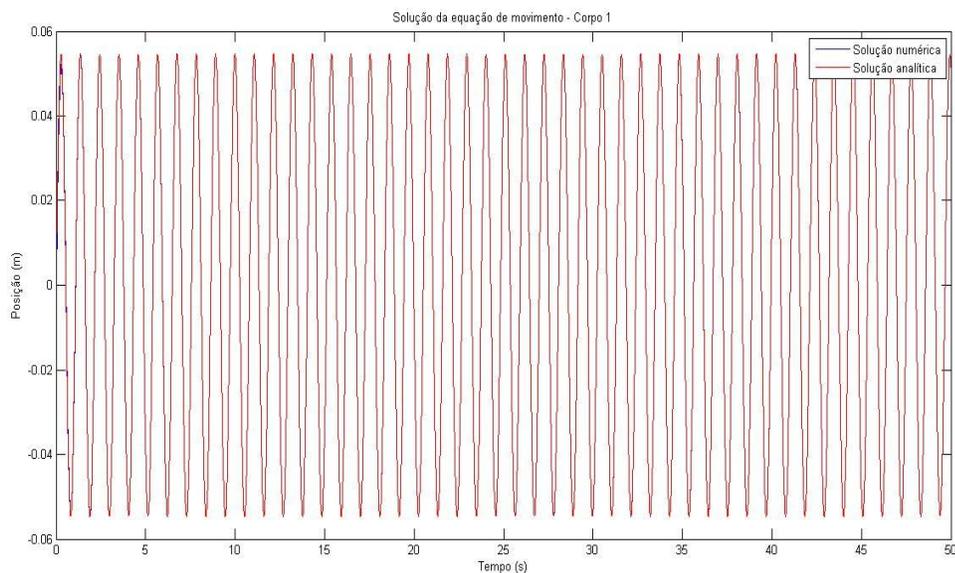


Figura 4.2 – Comparação entre a solução analítica e a numérica obtida através da rotina implementada para a massa não suspensa (corpo 1)

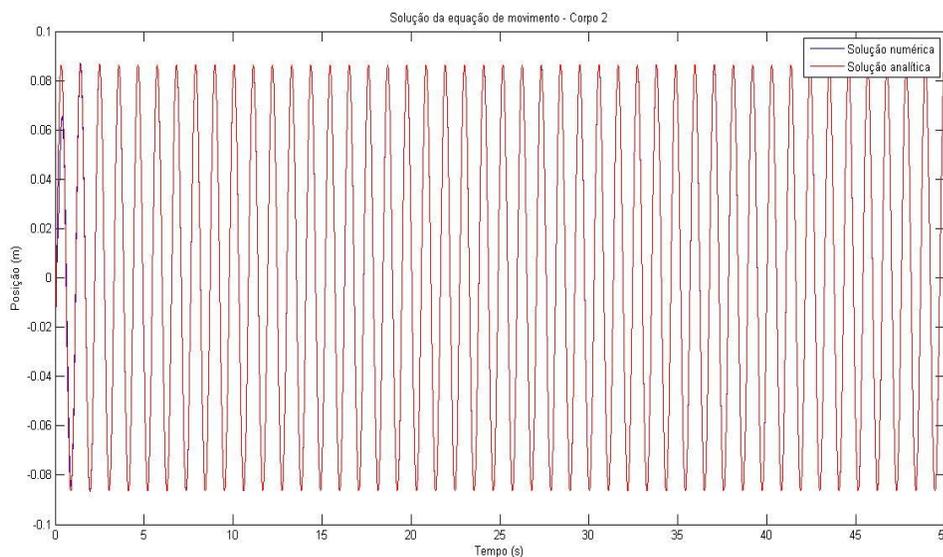


Figura 4.3 – Comparação entre a solução analítica e a numérica obtida através da rotina implementada para a massa suspensa (corpo 2)

Observa-se a coincidência entre o resultado analítico e o numérico, o que reforça a conclusão que a rotina elaborada é válida.

4.2 Geração do Espectro de Frequências

A fim de gerar o espectro de frequências da resposta em aceleração, utilizou-se a função *fft* do *MatLab*. O valor RMS foi obtido através da raiz quadrada do somatório das potências do sinal ao longo da faixa de frequências em que este foi decomposto, conforme Equação 2.3.

Seja um modelo de quarto de veículo – sistema com 2 graus de liberdade –, com os parâmetros apresentados por Akcay e Türkay, 2005, submetido a uma excitação harmônica da forma $z = Z \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)$, onde Z e ω valem 0,05 m e 6,28 rad/s (1 Hz), respectivamente. A resposta em termos de aceleração, obtida através da resolução das equações de movimento (validada na seção anterior), é apresentada na Figura 4.4.

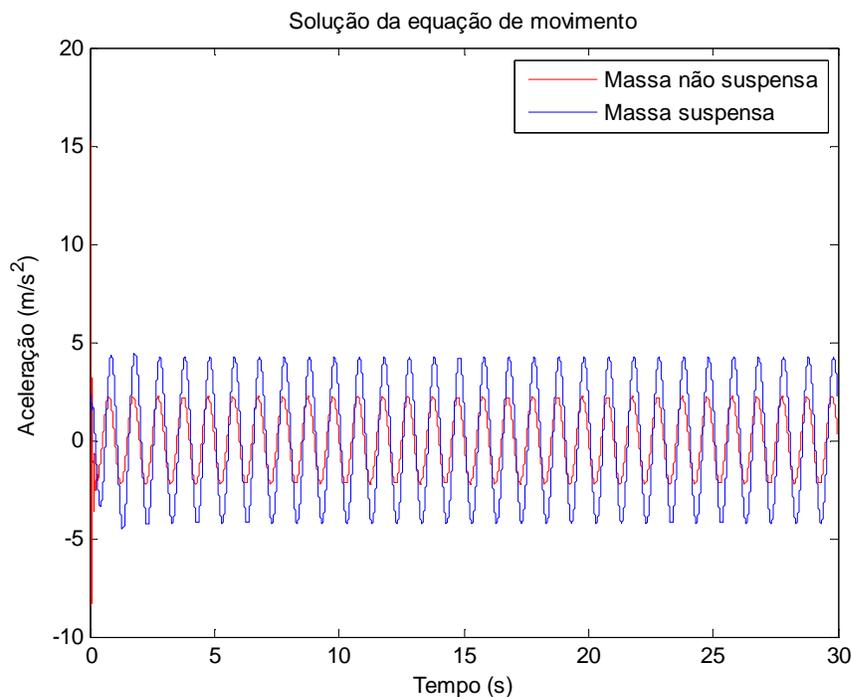


Figura 4.4 - Resposta em termos de aceleração das massas suspensa e não suspensa, submetidas à excitação harmônica.

A amplitude da aceleração para as massas não suspensa e suspensa vale, respectivamente, $2,22 \text{ m/s}^2$ e $4,46 \text{ m/s}^2$ e, como esperado, essa resposta também é harmônica. Assim, espera-se que a transformada rápida de Fourier apresente, no espectro, um valor próximo da amplitude do movimento concentrado na frequência de excitação (obedecendo ao Teorema da Preservação da Frequência, segundo Miguel, 2008).

Sabe-se também que, em um sinal senoidal de amplitude A , o valor RMS é calculado através da Equação 4.10.

$$RMS = \frac{A}{\sqrt{2}} \quad (4.10)$$

Os resultados da aplicação da transformada rápida de Fourier sobre o sinal de aceleração correspondente à massa não suspensa podem ser avaliados na Figura 4.5.

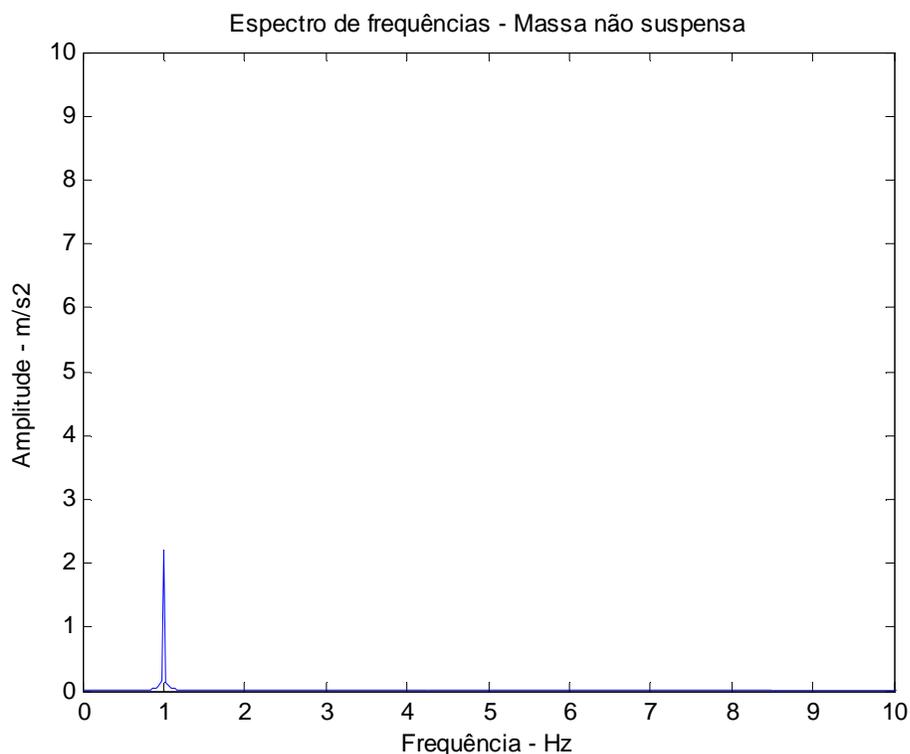


Figura 4.5 - Espectro de frequência obtido através da *fft* aplicada sobre o sinal de aceleração da massa não suspensa

A Tabela 4.3 apresenta a comparação entre os valores esperados (com base na amplitude da aceleração e no valor RMS do sinal, obtido através da Equação 4.10) e os calculados através da rotina implementada, que utiliza o procedimento descrito na Seção 2.1.2. Observa-se na Figura 4.5 que, como esperado, o pico de amplitude corresponde à frequência de excitação (6,28 rad/s, ou 1 Hz).

Tabela 4.3 – Comparação entre os valores esperados, para um sinal senoidal, e os valores calculados através da rotina implementada

| | Valor Esperado | Valor Calculado |
|--------------------|-----------------------|------------------------|
| Amplitude do Sinal | 2,22 m/s ² | 2,21 m/s ² |
| RMS | 1,57 m/s ² | 1,59 m/s ² |

Já os resultados da aplicação da transformada rápida de Fourier sobre o sinal de aceleração correspondente à massa suspensa podem ser avaliados na Figura 4.6.

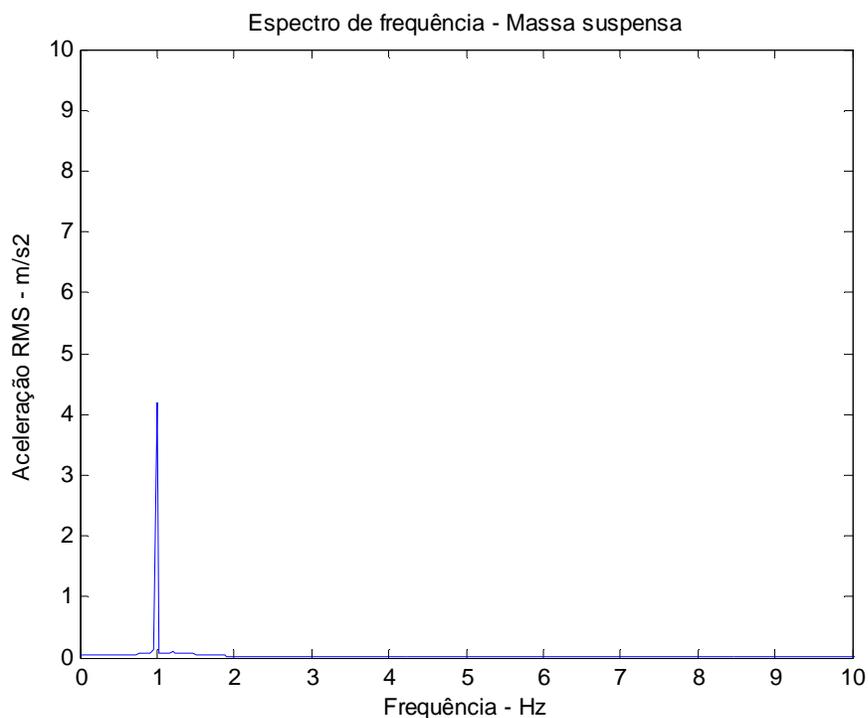


Figura 4.6 - Espectro de frequência obtido através da *fft* aplicada sobre o sinal de aceleração da massa suspensa

A comparação entre os valores esperados e calculados através da rotina desenvolvida é apresentada na Tabela 4.4. Observa-se que também, como esperado, o pico de amplitude corresponde à frequência de excitação (6,28 rad/s, ou 1 Hz).

Tabela 4.4 – Comparação entre os valores esperados, para um sinal senoidal, e os valores calculados através da rotina implementada

| | Valor Esperado | Valor Calculado |
|--------------------|-----------------------|------------------------|
| Amplitude do Sinal | 4,46 m/s ² | 4,21 m/s ² |
| RMS | 3,15 m/s ² | 2,99 m/s ² |

Assim, observa-se que a rotina implementada apresenta boa aproximação com os valores esperados.

4.3 Ponderação e Determinação de Valores RMS e de Quarta Potência

Continuando a verificação da validade do procedimento proposto na Seção 2.1.2, utiliza-se como excitação um sinal de aceleração senoidal com amplitude de 1 m/s^2 e frequência de 2 Hz, conforme Figura 4.7.

Utiliza-se a função *fft* para determinar o espectro de frequência, obtendo, como esperado (conforme apresentado na seção anterior), o resultado apresentado na Figura 4.8. Seguindo a etapa 2 do procedimento utilizado, obtém-se a densidade espectral de potência, conforme Figura 4.9.

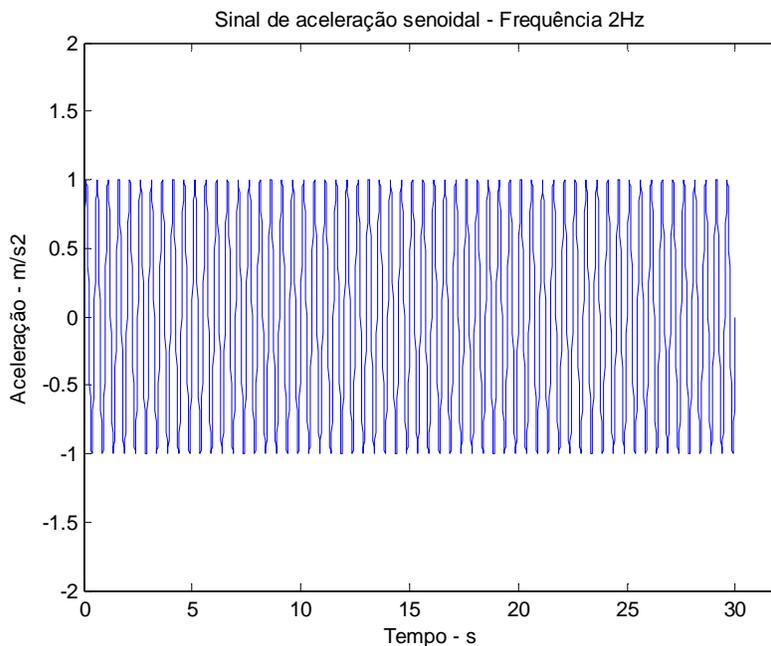


Figura 4.7 – Sinal de aceleração senoidal

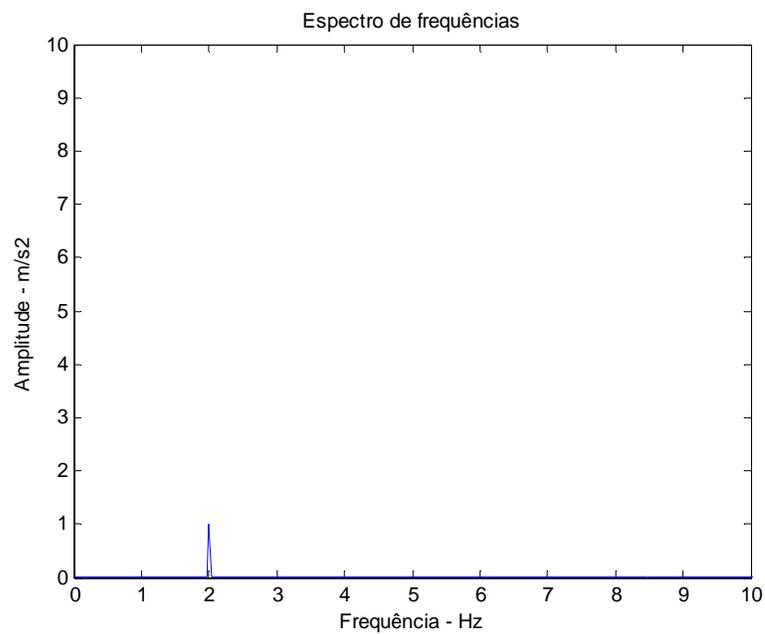


Figura 4.8 – Espectro de frequências correspondente ao sinal de aceleração senoidal apresentado na Figura 4.7

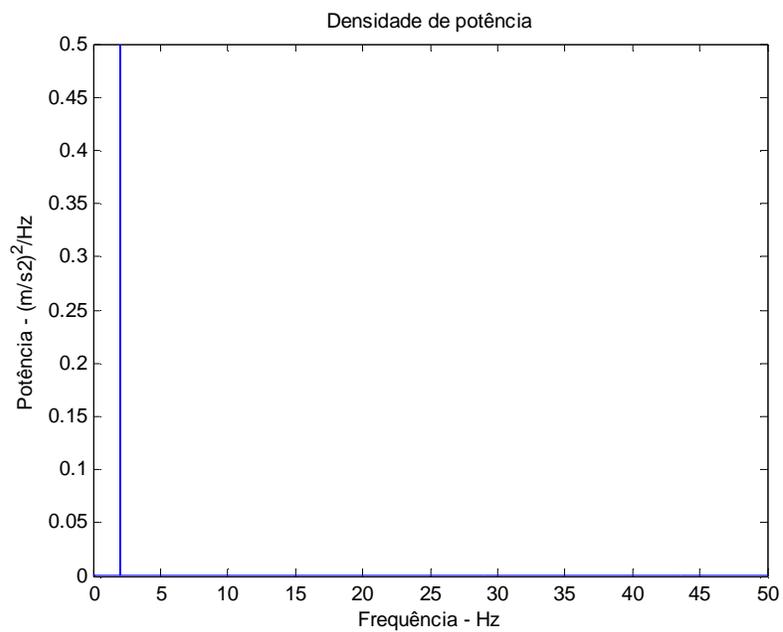


Figura 4.9 – Densidade de potência correspondente ao sinal de aceleração senoidal apresentado na Figura 4.7

Com base nas tabelas apresentadas na ISO 2631-1 (1997), tem-se que o fator de ponderação para a frequência de 2 Hz corresponde a 0,531. Como a amplitude do sinal de aceleração não ponderada é de 1 m/s^2 , é esperada uma amplitude da aceleração ponderada de $0,531 \text{ m/s}^2$.

Realizando o disposto no quinto passo do procedimento apresentado na Seção 2.1.2, obtém-se o sinal de aceleração apresentado na Figura 4.10.

A amplitude da aceleração ponderada em frequência é determinada através da componente de máximo valor no vetor obtido através da aplicação da transformada de Fourier inversa, tendo sido obtido o valor de $0,532 \text{ m/s}^2$, valor próximo ao esperado.

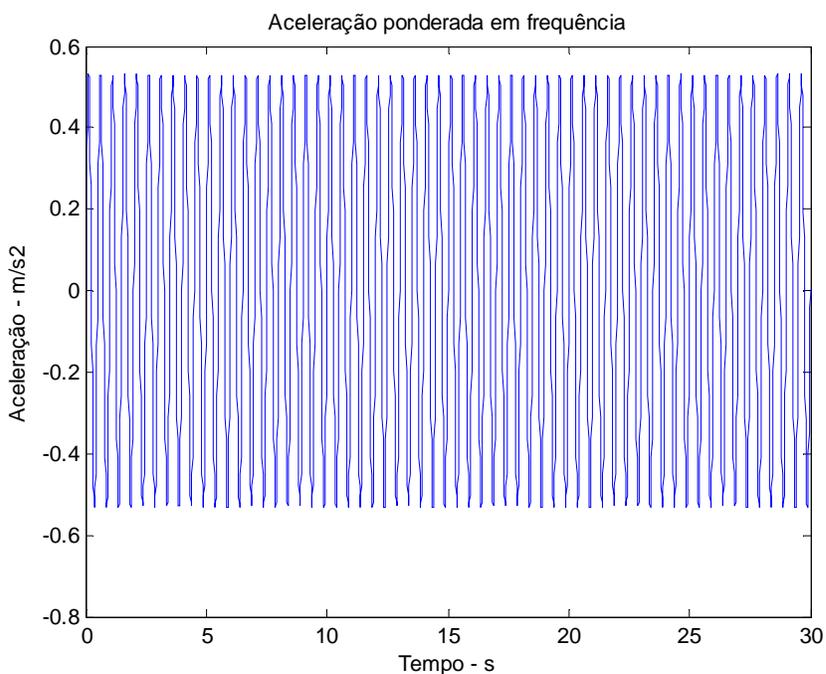


Figura 4.10 – Sinal de aceleração ponderado em frequência

Por sua vez, o valor da densidade de potência correspondente à frequência de 2 Hz é de $0,4992 \text{ (m/s}^2\text{)}^2\text{/Hz}$, sendo nula nas demais frequências, conforme apresentado na Figura 4.9. Para determinar o valor RMS, pode-se utilizar a Equação 4.11, apresentada por Griffin, 1990, na qual $G_{xx}(f_i)$ é a densidade de potência e $W(f_i)$ é o fator de ponderação para a banda de terço de oitava correspondente.

$$RMS = \left[\sum_{i=1}^N G_{xx}(f_i) \cdot W^2(f_i) \right]^{1/2} \quad (4.11)$$

Como já mencionado, o fator de ponderação correspondente à frequência de 2 Hz é 0,531, o qual, aplicado à Equação 4.11, apresenta um valor de aceleração RMS de 0,3752 m/s².

Sabe-se também que, segundo Griffin, 1990, o valor RMS de uma série $x(i)$ com N componentes pode ser determinada através da Equação 4.12.

$$RMS = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x^2(i) \right]^{1/2} \quad (4.12)$$

Aplicando a Equação 4.12 ao vetor de acelerações ponderadas obtido (conforme Figura 4.10), tem-se a aceleração RMS de 0,3754 m/s².

Considerando-se também que o sinal ponderado é senoidal, o valor RMS pode ser determinado através da Equação 4.10, sendo encontrado o valor de 0,3762 m/s². Assim, se observa que as diferentes maneiras de calcular o valor RMS produzem resultados similares.

Segundo Griffin, 1990, o valor RMQ (*root-mean-quad*) de uma série temporal $x(i)$ é calculado através da Equação 4.13, na qual T_s é o tempo de amostragem e N é quantidade de pontos amostrados.

$$RMQ = \left[\frac{T_s}{N} \sum_{i=1}^N x^4(i) \right]^{1/4} \quad (4.13)$$

A determinação do valor ponderado, no caso da avaliação da exposição às VCI, também é necessária para a apuração do Valor da Dose de Vibração (VDV), definido pela NHO-09 conforme a Equação 4.14,

$$VDV_j = \sqrt[4]{\int_0^t [a_j(t)]^4 dt} \quad (4.14)$$

na qual $a_j(t)$ corresponde à aceleração instantânea ponderada em frequência, no eixo j .

A determinação do VDV requer que o histórico no tempo da aceleração ponderada seja conhecido, não sendo possível a utilização da densidade espectral de potência para seu cálculo [Griffin, 1990]. Assim, para determinar o VDV, utiliza-se a aplicação da ponderação

sobre a transformada de Fourier e, em seguida, o cálculo da transformada de Fourier inversa, conforme o quinto passo do procedimento apresentado na Seção 2.1.2.

O sinal senoidal apresentado na Figura 4.7 tem como aceleração ponderada correspondente o sinal apresentado na Figura 4.10, como já relatado. Através da implementação da Equação 4.14, obtém-se o valor do VDV como $0,9725 \text{ m/s}^{1,75}$.

Também segundo Griffin, 1990, para um movimento senoidal de duração T_s e amplitude A , o VDV tem o valor de $0,7825 \cdot A \cdot T_s^{1/4}$. Sabendo que a amplitude do sinal ponderado é de $0,5320 \text{ m/s}^2$ e o tempo da amostragem é de 30 s, calcula-se um VDV de $0,9743 \text{ m/s}^{1,75}$, valor que difere menos de 0,2% dos $0,9725 \text{ m/s}^{1,75}$ obtidos através da rotina computacional desenvolvida.

4.4 Geração do Perfil da Estrada

Devido às diferenças de representações das PSD na literatura consultada e da constatação da utilização de relações entre PSD conflitantes em diferentes trabalhos, optou-se por realizar a verificação da validade da rotina implementada de duas maneiras:

- a) Determinação dos perfis das pistas, realizada tanto através de modelo de campo quanto de processo aleatório;
- b) Geração de perfis com base em dados utilizados na literatura e comparação com os perfis apresentados pelos respectivos autores.

A fim de verificar a validade das relações entre $G_d(n)$, $G_d(\omega)$ e $G_d(f)$ apresentadas na Seção 3.1, foi realizada a geração de perfis de deslocamento, considerando $G_d(n_0)$ igual a $16 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{ciclo}$ e que o veículo tem velocidade constante de 80 km/h. Obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 4.11.

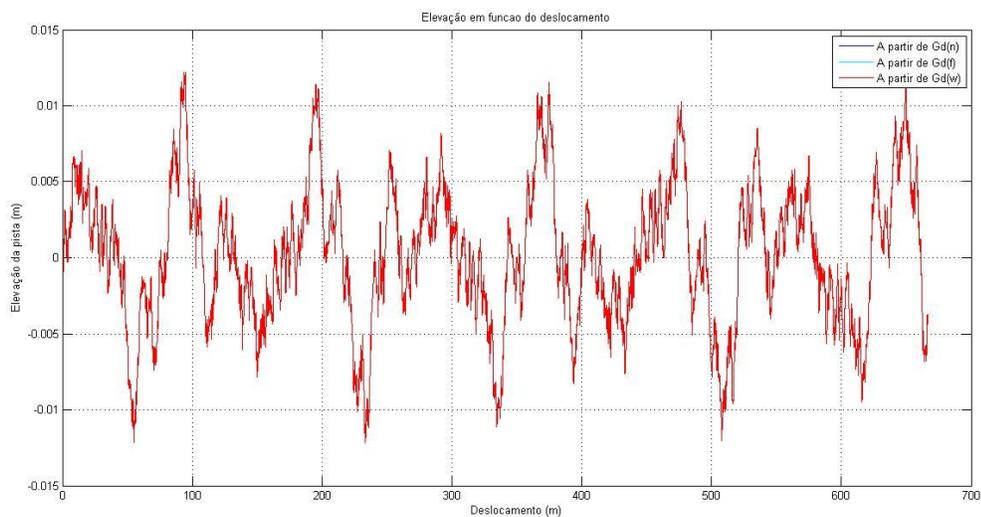


Figura 4.11 – Perfis traçados através de $G_d(n)$, $G_d(\omega)$ e $G_d(f)$

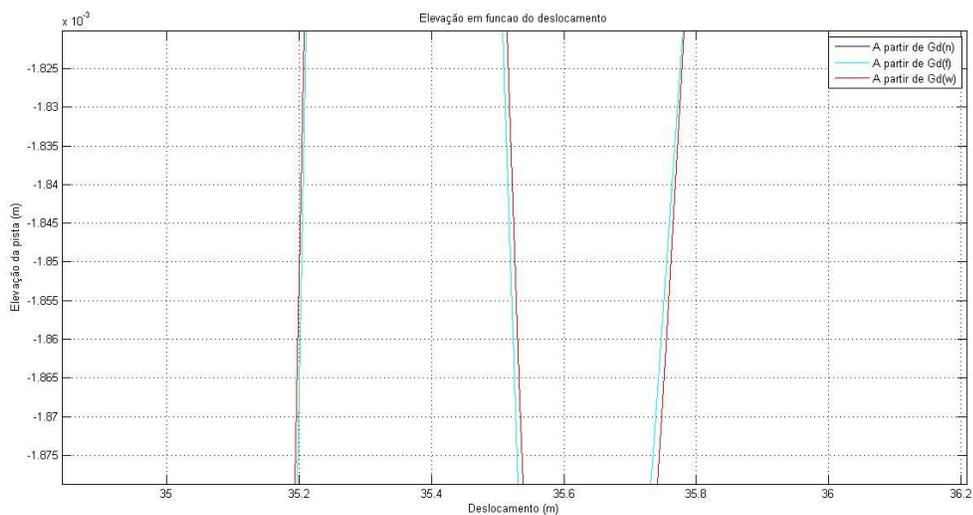


Figura 4.12 – Vista aproximada do gráfico apresentado na Figura 4.11

Pode-se observar na Figura 4.11 que os perfis gerados coincidiram, apresentando diferenças desprezíveis quando a vista aproximada é aplicada sobre o gráfico (Figura 4.12). Assim, entende-se que a relação adotada entre as PSD, segundo Davis, 2001, é correta.

Realizou-se também a verificação da compatibilidade entre os resultados obtidos através da rotina implementada e os apresentados na literatura para condições idênticas.

Utilizou-se para tal o estudo de Kropac, 2005, que apresenta perfis de estrada gerados a partir de diferentes valores de $G_d(\Omega_0)$. A conversão de $G_d(\Omega_0)$ para $G_d(n_0)$ é feita através da Equação 4.15, apresentada no item C.4 do Anexo C da ISO 8608, uma vez que Kropac, 2005, também considera n_0 igual a 0.1 ciclos/m.

$$G_d(n_0) = 16 \cdot G_d(\Omega_0) \quad (4.15)$$

Os parâmetros utilizados nas simulações são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Parâmetros utilizados na validação da geração dos perfis de estrada

| Caso | $G_d(n_0)$ (m ³ /ciclo) | w | Resultado Obtido | Resultado apresentado pelo Autor |
|-------------|---------------------------------------|-----|-------------------------|---|
| 1 | $10,56 \times 10^{-6}$ | 1.5 | Figura 4.13 | Figura 4.14 |
| 2 | 16×10^{-6} | 2 | Figura 4.15 | Figura 4.16 |
| 3 | $25,22 \times 10^{-6}$ | 3 | Figura 4.17 | Figura 4.18 |

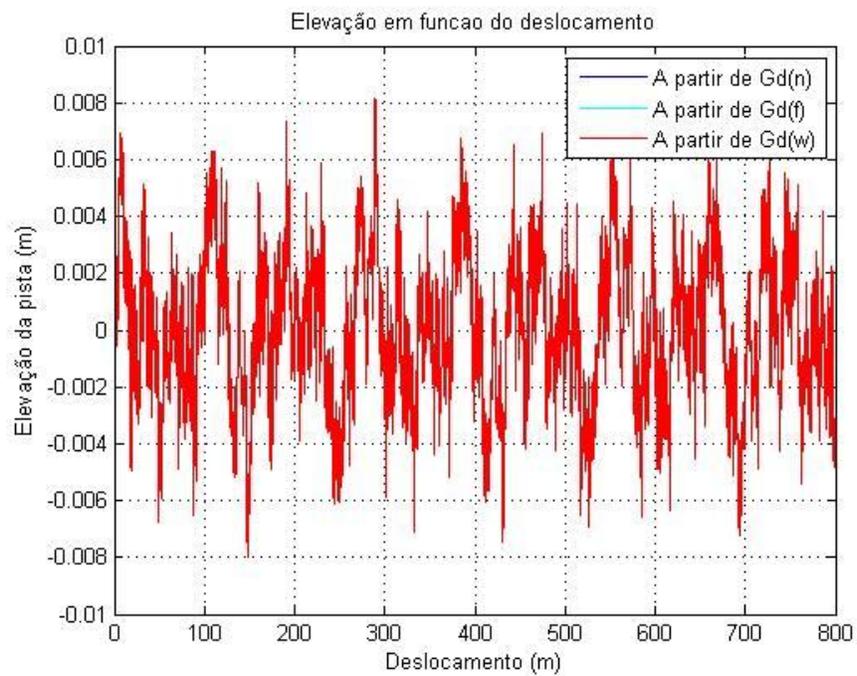


Figura 4.13 – Perfil de deslocamento – Caso 1

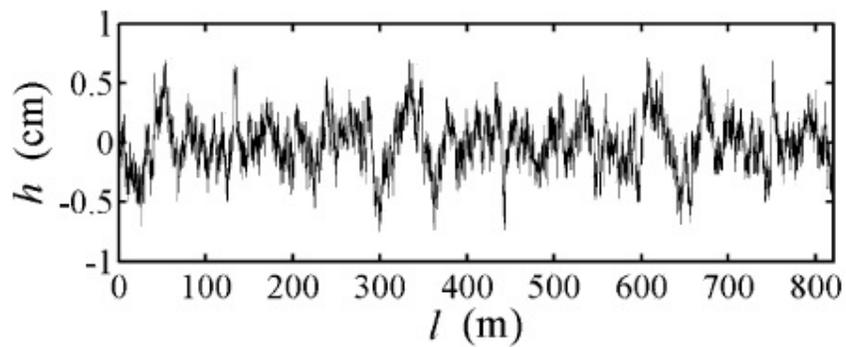


Figura 4.14 – Perfil de deslocamento apresentado por Kropac (2005) – Caso 1

Fonte: Kropac, 2005.

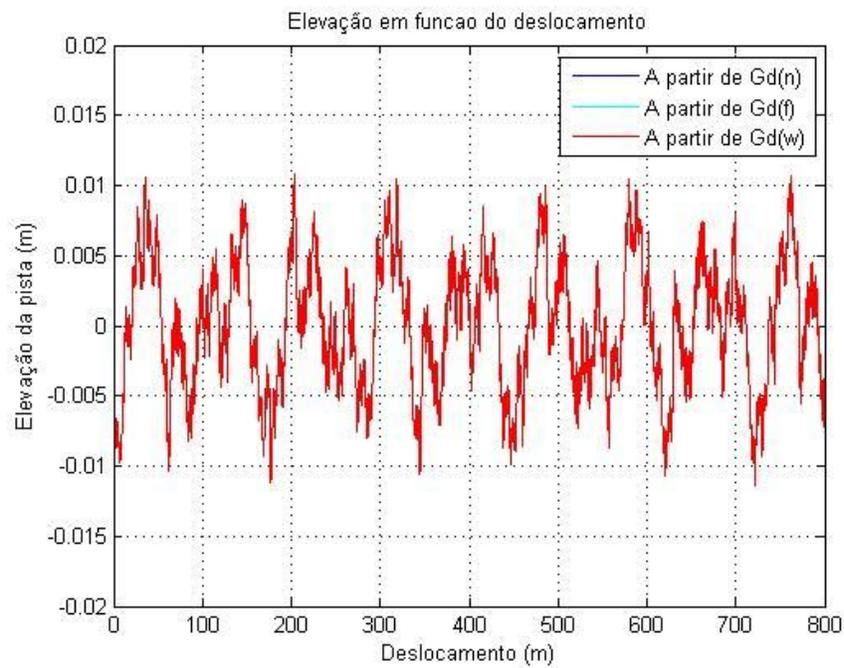


Figura 4.15 – Perfil de deslocamento – Caso 2

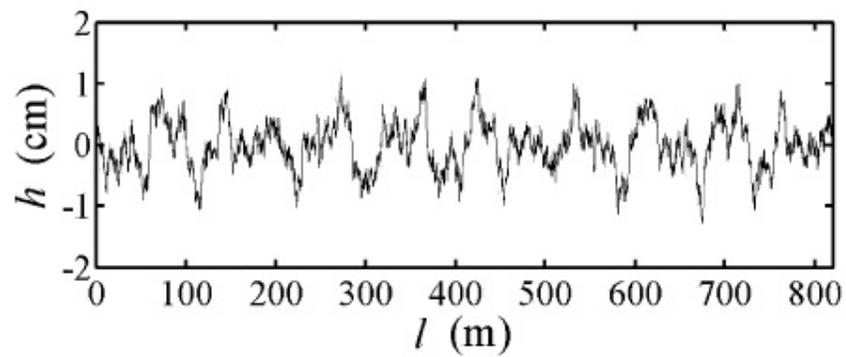


Figura 4.16 – Perfil de deslocamento apresentado por Kropac (2005) – Caso 2
 Fonte: Kropac, 2005.

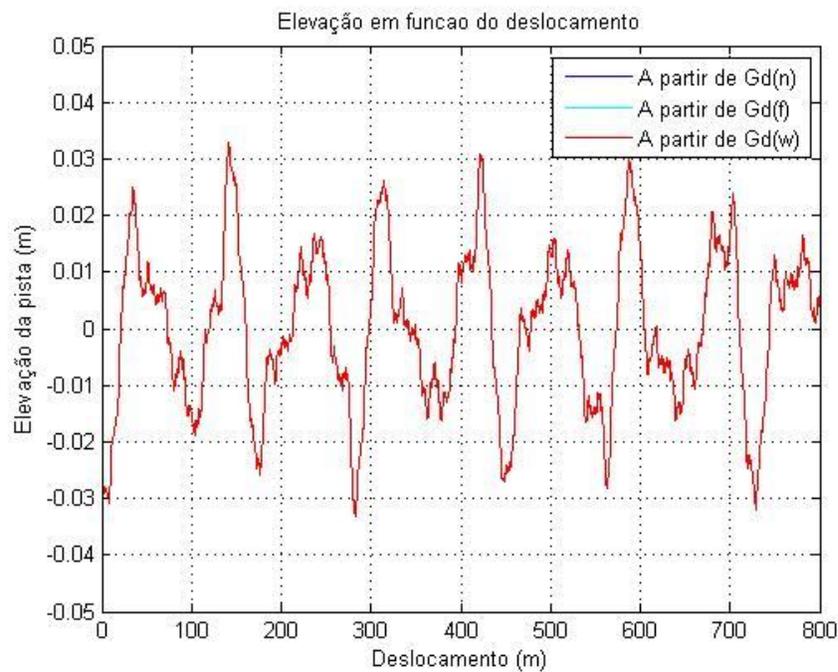


Figura 4.17 – Perfil de deslocamento – Caso 3

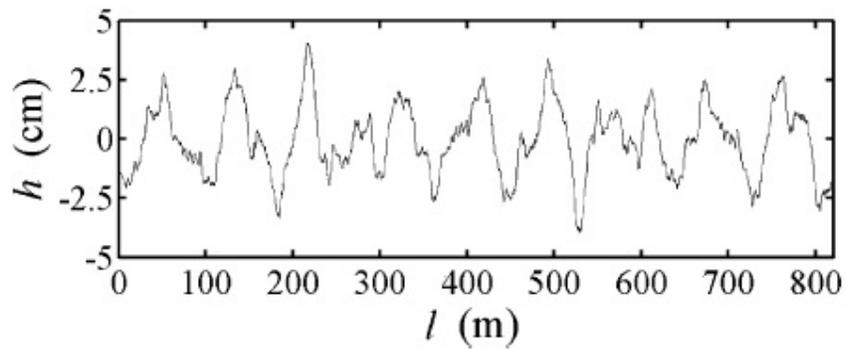


Figura 4.18 – Perfil de deslocamento apresentado por Kropac (2005) – Caso 3

Fonte: Kropac, 2005.

Constata-se, assim, que os resultados obtidos são compatíveis com os apresentados no trabalho mencionado.

4.4.1 Geração do Perfil de Aceleração da Pista

Devido às diferenças de representações das PSD na literatura consultada e da constatação da utilização de relações entre PSD conflitantes em diferentes trabalhos, optou-se por realizar a verificação da validade do modelo implementado de duas maneiras:

- Determinação dos perfis de aceleração das pistas, realizada tanto através de modelo de campo quanto de processo aleatório;
- Comparação entre os resultados obtidos através dos modelos de campo e processo aleatório com o obtido através da segunda derivada do perfil de deslocamento, obtida através do método das diferenças finitas.

A fim de verificar a validade das relações entre $G_a(n)$, $G_a(\omega)$ e $G_a(f)$, realizou-se a geração de perfis de aceleração, considerando $G_d(n_0)$ igual a $16 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{ciclo}$, através das relações apresentadas na Seção 3.1.3 (Equações 3.21, 3.26 e 3.27). Obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 4.19, considerando velocidade constante de 80 km/h.

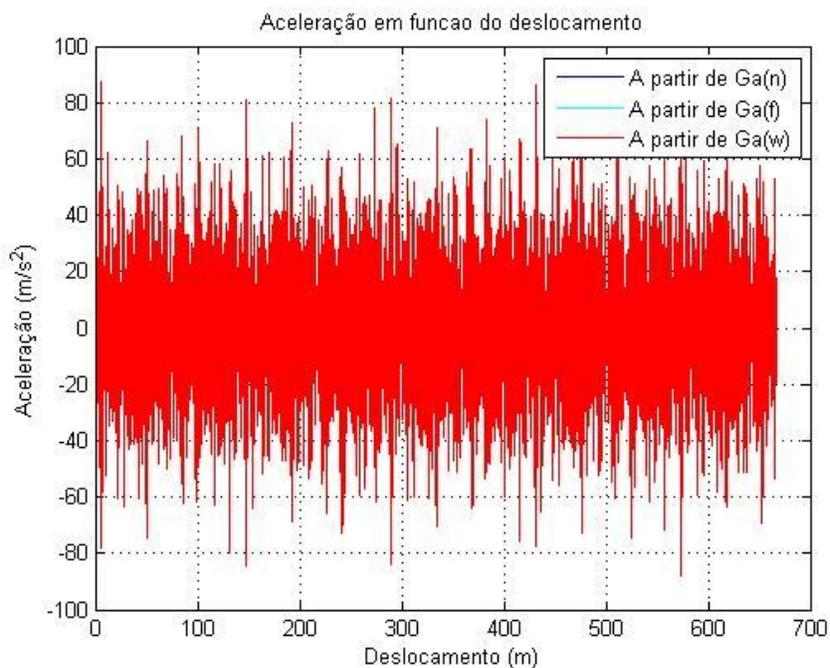


Figura 4.19 – Perfis de aceleração obtidos através das relações apresentadas na Seção 3.1.3

Observa-se a coincidência entre os perfis gerados, o que confirma que as relações entre $G_a(n)$, $G_a(\omega)$ e $G_a(f)$ apresentadas são válidas.

O perfil de deslocamento correspondente à rugosidade utilizada foi gerado e, em seguida, derivado numericamente duas vezes, a fim de obter a aceleração correspondente através do método das diferenças finitas. O resultado é apresentado na Figura 4.20.

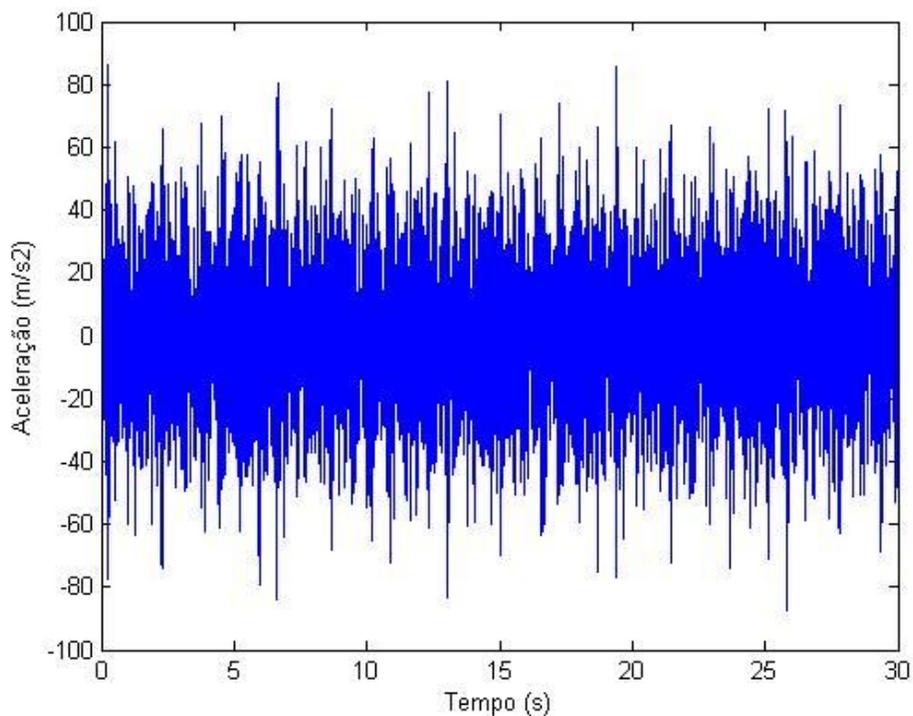


Figura 4.20 – Perfil de aceleração traçado através da segunda derivada do perfil de deslocamento

Observa-se que o resultado numérico é compatível com o apresentado na Figura 4.19. Os valores de aceleração obtidos, apesar de aparentemente altos, são compatíveis com os apresentados na literatura, tal como Ricardo, 2012.

4.5 Implementação do Modelo de Ônibus

A fim de avaliar a adequação da rotina computacional implementada para simular o comportamento do ônibus IK-301 proposto por Sekulic et al., 2013, realizou-se a simulação em condições similares às utilizadas pelos autores.

Assim, considerou-se o movimento do ônibus em uma velocidade de 100 km/h, sobre pista classificada como asfaltada em condições muito boas. Tal classificação corresponderia,

adotando-se a representação da ISO 8608, a uma pista de categoria A. O tempo de simulação adotado é de 7 s, como também realizado pelo autor.

A aceleração obtida no assento de motorista é apresentada na Figura 4.21.

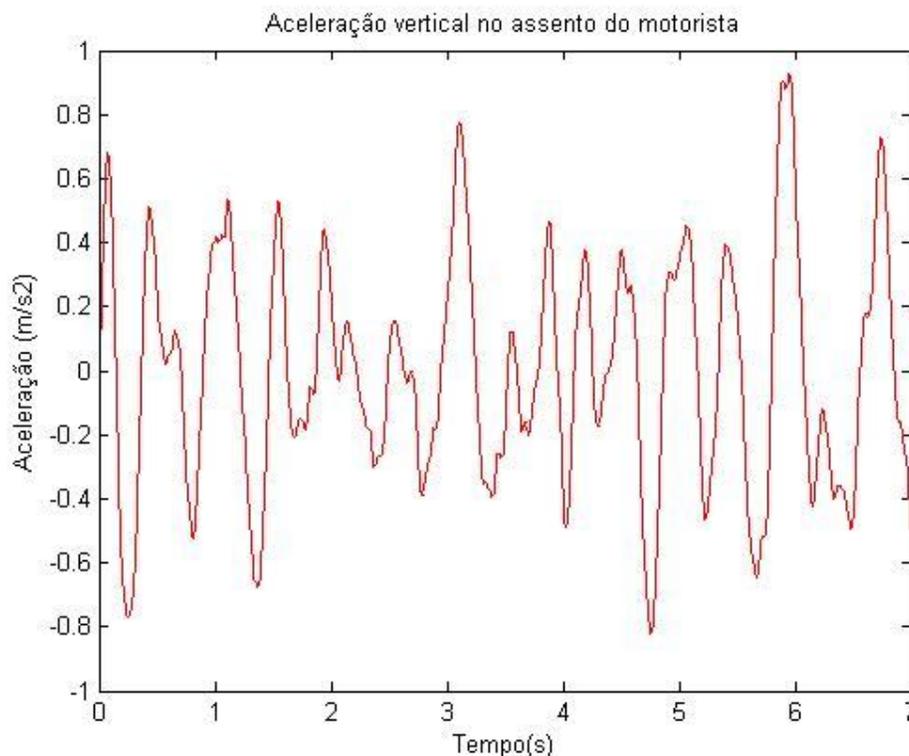


Figura 4.21 – Aceleração vertical no assento do motorista

Os autores relatam que, durante a maior parte do tempo de simulação, os valores de aceleração vertical no assento do motorista variaram entre $-0,5 \text{ m/s}^2$ e $0,5 \text{ m/s}^2$. Pode-se observar, através da Figura 4.21, que os resultados obtidos através da rotina computacional elaborada são compatíveis com os relatados pelos autores.

Estes também relatam ter obtido, para o motorista, uma aceleração RMS ponderada em frequência de $0,23 \text{ m/s}^2$. O valor fornecido através da rotina desenvolvida, considerando também a ponderação em frequência, foi de $0,22 \text{ m/s}^2$.

Os valores de pico obtidos não são idênticos aos relatados pelos autores, o que pode ser atribuído às diferenças entre os perfis de estrada utilizados. Sekulic et al., 2013, não utilizaram a classificação de estradas estabelecida na ISO 8608 (1995); o perfil da estrada

utilizada pelos autores é apresentada na Figura 4.22, enquanto o utilizado na presente seção é apresentado na Figura 4.23.

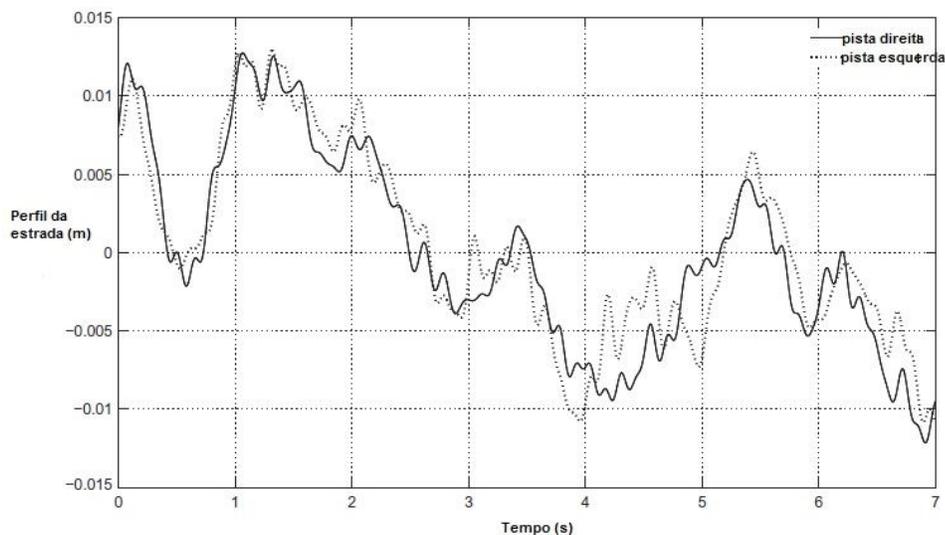


Figura 4.22 – Perfis das pistas utilizadas por Sekulic et al., 2013

Fonte: adaptado de Sekulic et al, 2013.

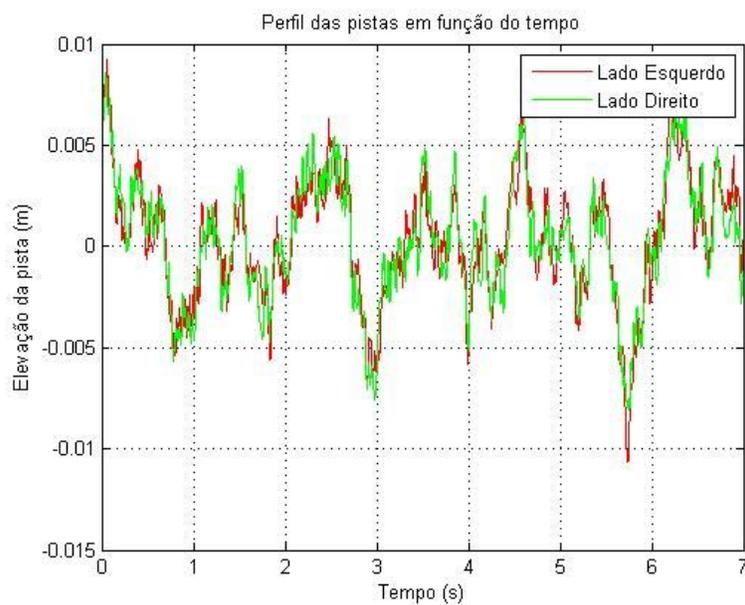


Figura 4.23 – Perfis das pistas utilizadas para validação da rotina implementada

Os principais parâmetros associados ao modelo são apresentados no Apêndice B.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo apresenta os resultados das simulações realizadas através da rotina numérica desenvolvida, avaliando os indicadores associados à exposição às VCI segundo os critérios estabelecidos pela NR-09, pela Diretiva Europeia 2002/44/EC e pela ACGIH, e discutindo as principais diferenças entre eles. Os resultados são comparados com valores encontrados na literatura.

5.1 Aspectos Preliminares

Para estabelecer os valores dos parâmetros utilizados nas simulações, buscou-se seguir orientações da ISO 2631-1 (1997) para medições diretas, exceto quando conflitante com a normatização brasileira. Destacam-se os aspectos a seguir.

A norma estimula a reportar tanto a magnitude quanto a duração de qualquer exposição à vibração avaliada. Se métodos de avaliação adicionais forem utilizados (como quando o fator de crista for maior que 9, por exemplo), tanto o valor básico quanto o adicional devem ser reportados. No entanto, como a legislação brasileira determina que o VDVR seja determinado em qualquer situação de exposição às VCI, os critérios para a detecção da necessidade de utilização de métodos de avaliação adicional (VDV e MTVV, conforme apresentado na Seção 2.2.2) não foram contemplados. Quando da apresentação dos resultados, porém, indicam-se os casos em que, segundo a ISO 2631-1, não seria necessária a adoção de critério de avaliação adicional.

O indicador MTVV não é avaliado no presente trabalho. Tal indicador, mencionado na ISO 2631-1 (1997), não é utilizado como referência para avaliação da exposição ocupacional às VCI pelo Brasil, pela União Europeia ou pela ACGIH, não havendo valor estabelecido com que pudesse ser comparado. Além disso, o MTVV não representa de forma adequada a exposição às VCI, retratando apenas o segundo de exposição mais severa ao longo da jornada de trabalho. Essa característica pode ser visualizada na Figura 5.1, onde se observa que a ocorrência de choques posteriores, desde que de menor magnitude, não altera a avaliação do MTVV. Assim, uma exposição com muitos choques pode ter o mesmo MTVV que uma exposição com apenas um choque, desde que este tenha a mesma magnitude que o maior dos choques da primeira exposição [Griffin, 1998].

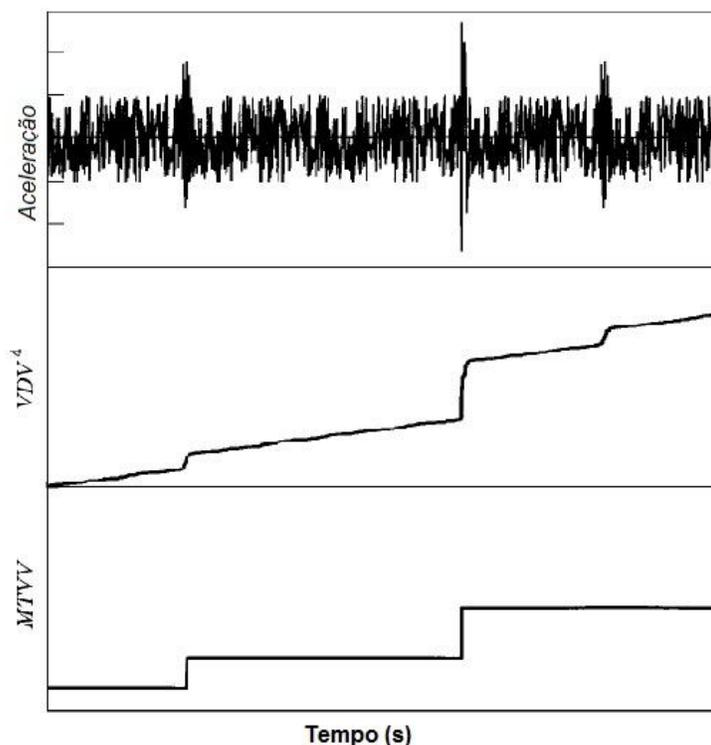


Figura 5.1 - Indicadores VDV e MTVV correspondentes a um sinal de aceleração contendo choques

Fonte: adaptado de Griffin, 1998.

Segundo o item 7.2.1 da ISO 2631-1, a avaliação dos efeitos da vibração sobre a saúde deve ser feita independentemente para cada eixo. A avaliação da vibração deve ser feita com respeito ao maior valor de aceleração ponderada encontrado em qualquer dos eixos. A norma aponta, no entanto, que quando a vibração em dois ou mais eixos é comparável (sem, no entanto, estabelecer o que se poderia considerar comparável), o vetor soma é às vezes utilizado para estimar o risco à saúde. A combinação de vibrações em mais de uma direção é calculada através da Equação 5.1.

$$amr = \sqrt{(f_x am_x)^2 + (f_y am_y)^2 + (f_z am_z)^2} \quad (5.1)$$

Para pessoas sentadas, os fatores de multiplicação para os eixos f_x , f_y e f_z valem, respectivamente, 1,4, 1,4 e 1,0. Cabe ressaltar que tais fatores devem ser utilizados quando da avaliação com fins de proteção da saúde, mas não para conforto.

5.2 Modelo de Ônibus com Representação Completa da Dinâmica Vertical

A fim de avaliar a exposição às VCI, utiliza-se inicialmente o modelo proposto por Sekulic et al., 2013, de 10 GDL, apresentado na Seção 3.2.2. A base é excitada por um sinal composto pelas irregularidades no terreno, correspondentes às classes entre *A* e *E* da norma ISO 8608 (1995), conforme apresentado na Seção 3.1.2, tendo sido utilizados os valores correspondentes às médias geométricas dos graus de rugosidade.

Como o modelo utilizado representa um ônibus, entendeu-se que a simulação do percurso em terrenos a partir da classe *F*, utilizada por Baez, 2014, para representar um terreno florestal, produziria resultados pouco relevantes, já que dificilmente um ônibus percorreria uma trajetória tão irregular (Figura 5.2).

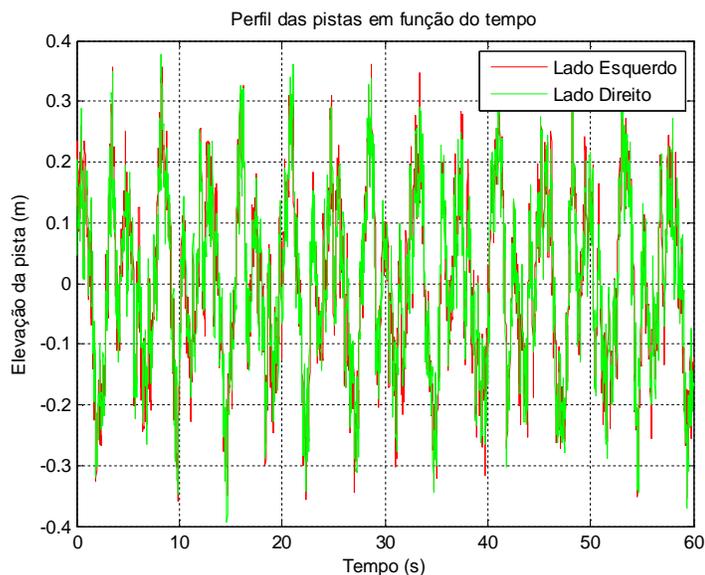


Figura 5.2 – Pista Classe F, conforme ISO 8608 (1995), com $V = 80$ km/h

As características de massa, rigidez e amortecimento do assento e do motorista são apresentadas por Sekulic et al., 2013, e não são alteradas nas simulações realizadas. A utilização de assentos com características dinâmicas diferentes poderia produzir exposições ocupacionais distintas.

A velocidade adotada para as simulações é de 80 km/h, e o tempo é de 60 s. Ressalta-se, a fim de evitar a dubiedade alertada por Griffin, 1998, que os valores correspondentes às acelerações nos eixos *x* e *y* são apresentados sem a aplicação do fator de multiplicação 1,4.

5.2.1 Pista Classe A

Inicialmente, utilizou-se como excitação uma pista Classe A, conforme Figura 5.3.

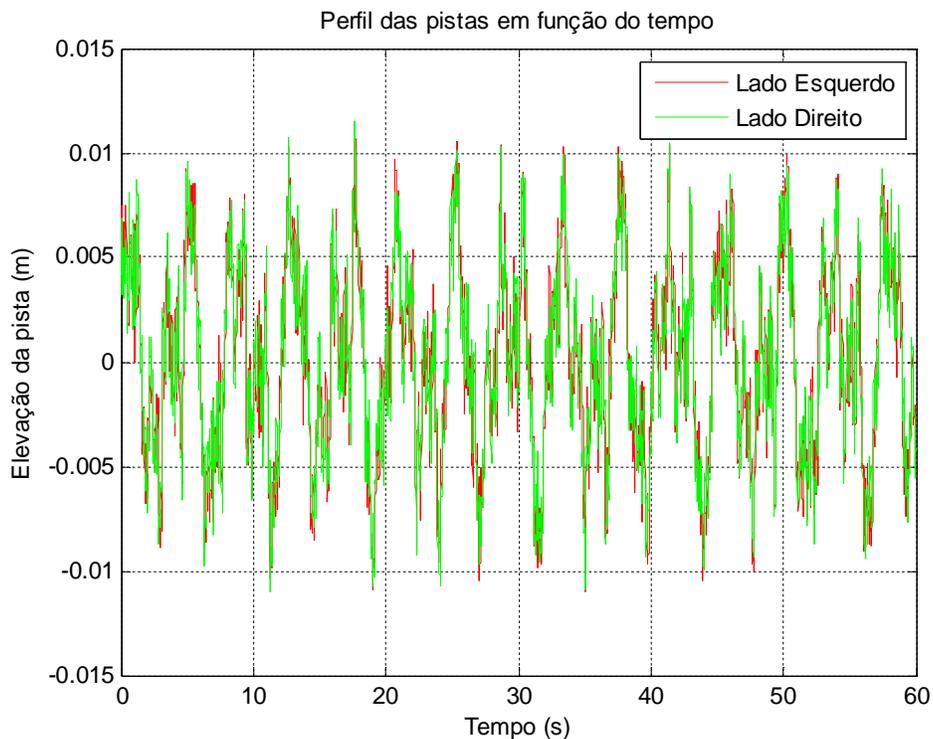


Figura 5.3 – Pista Classe A, conforme ISO 8608 (1995), com $V = 80$ km/h

Observa-se que a pista (lado esquerdo e direito) não apresenta irregularidades severas, correspondendo a uma autoestrada em boas condições. Os resultados da simulação são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Resultados da simulação: pista Classe A

| Aceleração (m/s^2) | | | | Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$) | | | | Fator de Crista | | |
|------------------------|--------|--------|--------|--|----------------|----------------|-------|-----------------|----------|----------|
| am_x | am_y | am_z | am_r | VDV_{exp_x1} | VDV_{exp_y1} | VDV_{exp_z1} | Total | FC_x^* | FC_y^* | FC_z^* |
| 0,032 | 0,020 | 0,213 | 0,220 | 0,112 | 0,074 | 0,739 | 0,739 | 2,54 | 2,90 | 2,48 |

*Segundo o previsto na ISO 2631-1 (1997), a avaliação do VDV não seria necessária, já que os fatores de crista foram menores que nove.

Observa-se que os valores apontados na Tabela 5.1 não correspondem aos valores normalizados, não sendo possível, de forma direta, julgar a aceitabilidade ou não da exposição segundo o critério nacional e o da União Europeia. Assim, assume-se que a componente de exposição simulada seja representativa da jornada completa, e que tenha duração de 8 horas. Assim, o *amr* corresponde à *aren*, o valor da dose de vibração apontado na coluna “Total” da Tabela 5.1 corresponde ao *VDVR* e o valor da aceleração correspondente ao eixo de maior magnitude corresponde ao *A(8)*. O mesmo critério será adotado para as demais classes de pista.

O espectro de frequências correspondente à aceleração na direção vertical é apresentado na Figura 5.4. A avaliação da exposição é apresentada na Tabela 5.2.

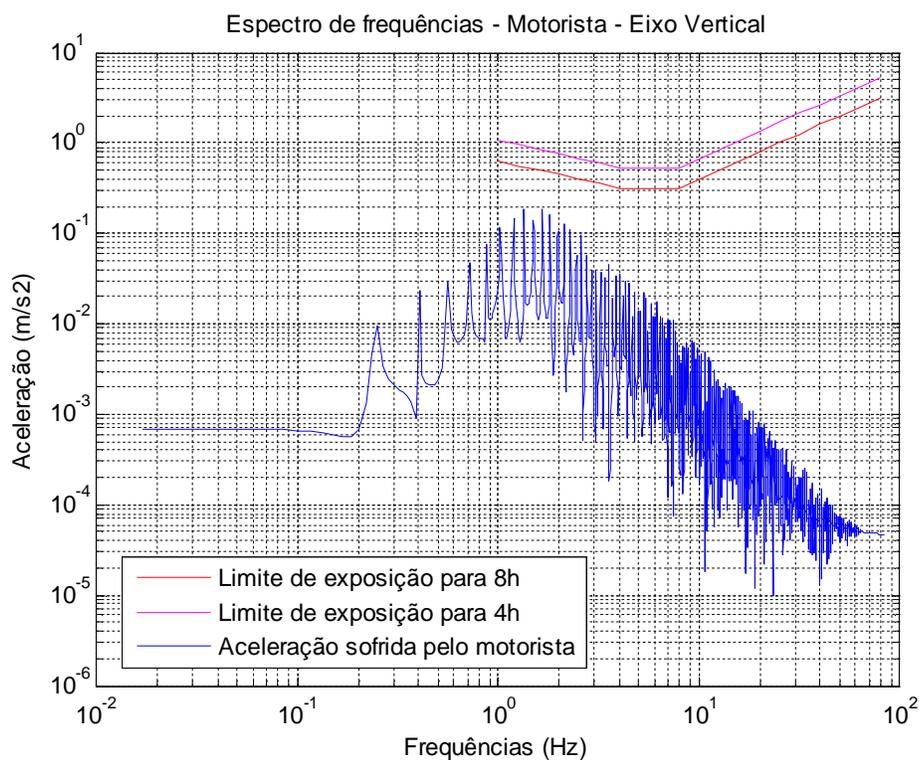


Figura 5.4 – Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe A

Tabela 5.2 - Diagnóstico: pista Classe A

| Referência | Indicador | Valor | Diagnóstico |
|------------------------------------|----------------------------|---|--|
| NR-09 e NR-15 | <i>aren</i> <i>VDVR</i> | 0,220 m/s ² 0,739 m/s ^{1,75} | Os limites de exposição e o nível de ação não foram excedidos. |
| Diretiva Europeia 2002/44/EC | A(8) <i>VDV</i> | 0,213 m/s ² 0,739 m/s ^{1,75} | |
| ACGIH | A_{fx} | Conforme Figura 5.4 | O TLV não é superado. |

Observa-se que a aplicação dos três critérios leva ao mesmo diagnóstico. Segundo a Tabela 2.3, a exposição não seria classificada como desconfortável.

Em verificação dos resultados apresentados no Apêndice C não se observa, entre os referentes a ônibus urbanos, nenhum valor de aceleração comparável com o encontrado, o que pode ser atribuído ao fato de o perfil Classe A não ser compatível com o da quase totalidade das vias urbanas.

5.2.2 Pista Classe B

Utiliza-se como excitação uma pista Classe B, conforme Figura 5.5.

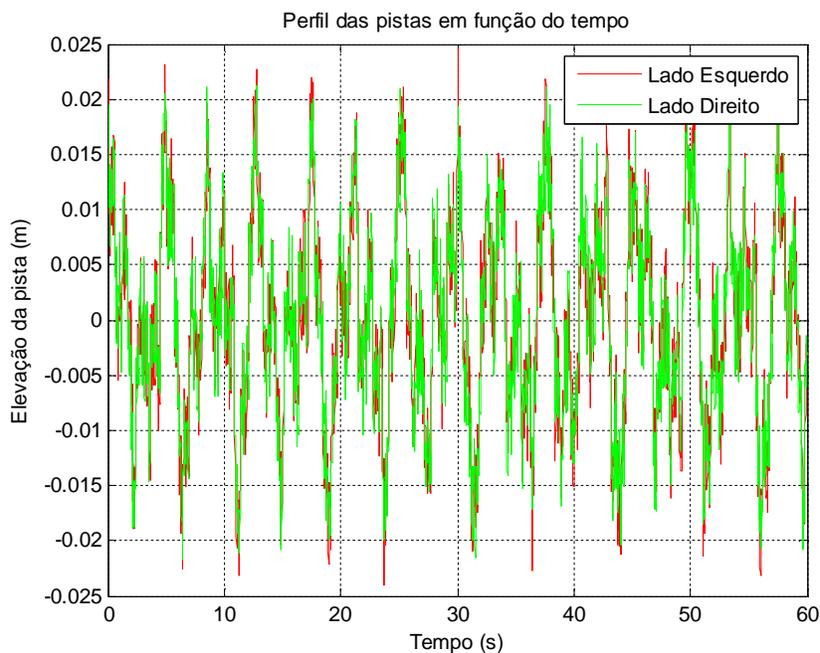


Figura 5.5 – Pista Classe B, conforme ISO 8608 (1995), com $V = 80$ km/h

Observa-se que a pista apresenta irregularidades que produzem uma variação de aproximadamente 5 cm entre seu ponto mais elevado e o mais baixo. O espectro de frequências correspondente à aceleração vertical é apresentado na Figura 5.6.

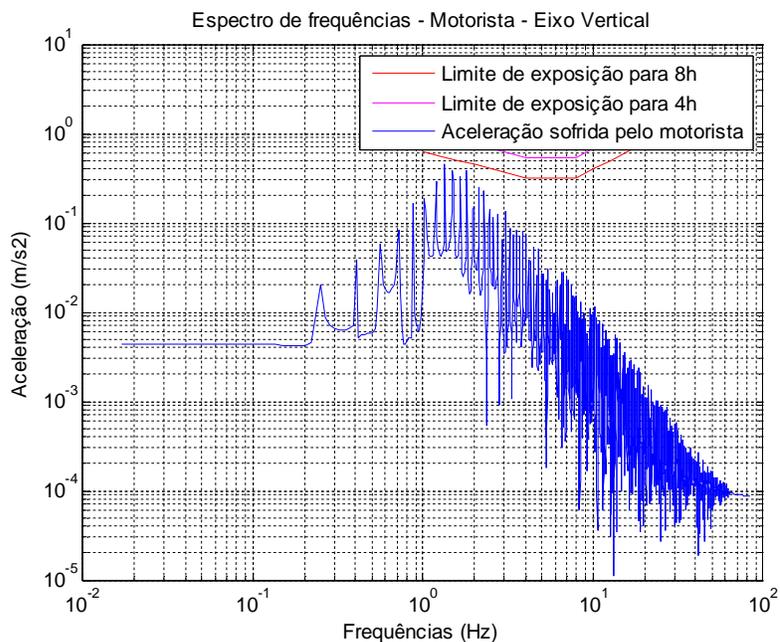


Figura 5.6 – Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe B

Os resultados da simulação são apresentados na Tabela 5.3, enquanto a Tabela 5.4 consolida a avaliação da exposição.

Tabela 5.3 – Resultados da simulação: pista Classe B

| Aceleração (m/s^2) | | | | Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$) | | | | Fator de Crista | | |
|------------------------|--------|--------|--------|--|------------------|------------------|-------|-----------------|--------|--------|
| am_x | am_y | am_z | am_r | $VDV_{exp_{x1}}$ | $VDV_{exp_{y1}}$ | $VDV_{exp_{z1}}$ | Total | FC_x | FC_y | FC_z |
| 0,068 | 0,042 | 0,460 | 0,474 | 0,234 | 0,155 | 1,610 | 1,611 | 2,57* | 3,35* | 2,65* |

*Segundo o previsto na ISO 2631-1 (1997), a avaliação do VDV não seria necessária, já que os fatores de crista foram menores que nove.

Tabela 5.4 – Diagnóstico: pista Classe B

| Referência | Indicador | Valor | Diagnóstico |
|------------------------------------|----------------------------|-------------------------------------|--|
| NR-09 e NR-15 | <i>aren</i> <i>VDVR</i> | 0,474 m/s^2 1,611 $m/s^{1,75}$ | Os limites de exposição e o nível de ação não foram excedidos. |
| Diretiva Europeia 2002/44/EC | A(8) <i>VDV</i> | 0,460 m/s^2 1,610 $m/s^{1,75}$ | |
| ACGIH | A_{fx} | Conforme Figura 5.6 | O TLV não é superado. |

Em verificação dos resultados apresentados no Apêndice C, se observa que os resultados referentes às acelerações verticais são compatíveis com os mensurados por Bovenzi et al., 2006, Bettencourt Neto, 2006, e Blood et al., 2010, enquanto os correspondentes às acelerações nas direções x e y não o são.

Entre os fatores que contribuem para isso, destacam-se as características do modelo. Conforme mencionado na Seção 3.2.2, o modelo adotado é sensível apenas às excitações verticais sofridas pelo veículo. As componentes de aceleração em x e y no assento, nesse caso, vêm apenas da rolagem e da arfagem do veículo, o que certamente não corresponde às situações reais de condução de veículos e operação de equipamentos.

5.2.3 Pistas Classe C, D e E

Realizaram-se as simulações referentes às pistas Classe C, D e E, apresentadas nas Figuras 5.7, 5.8 e 5.9.

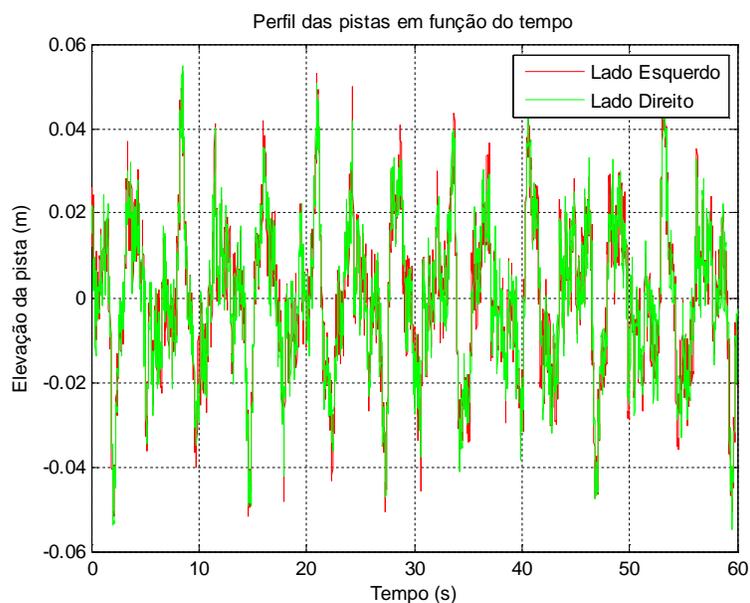


Figura 5.7 – Pista Classe C, conforme ISO 8608 (1995), com $V = 80$ km/h

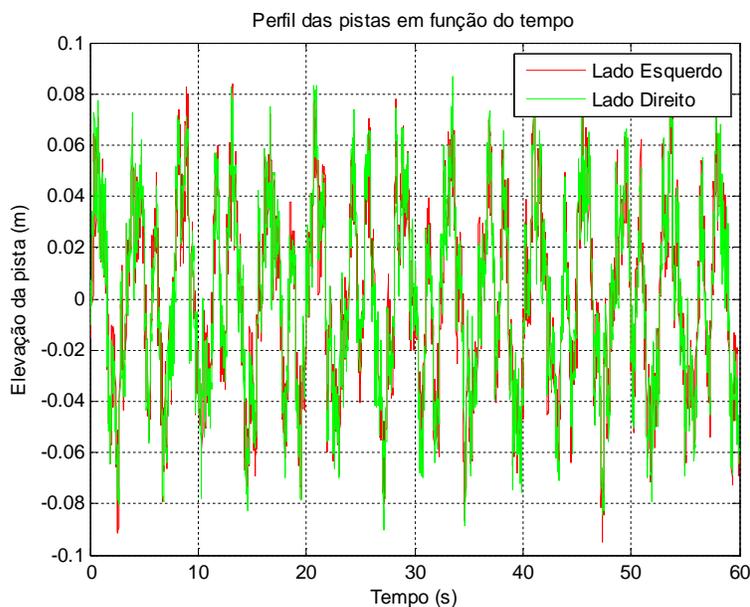


Figura 5.8 – Pista Classe D, conforme ISO 8608 (1995), com $V = 80$ km/h

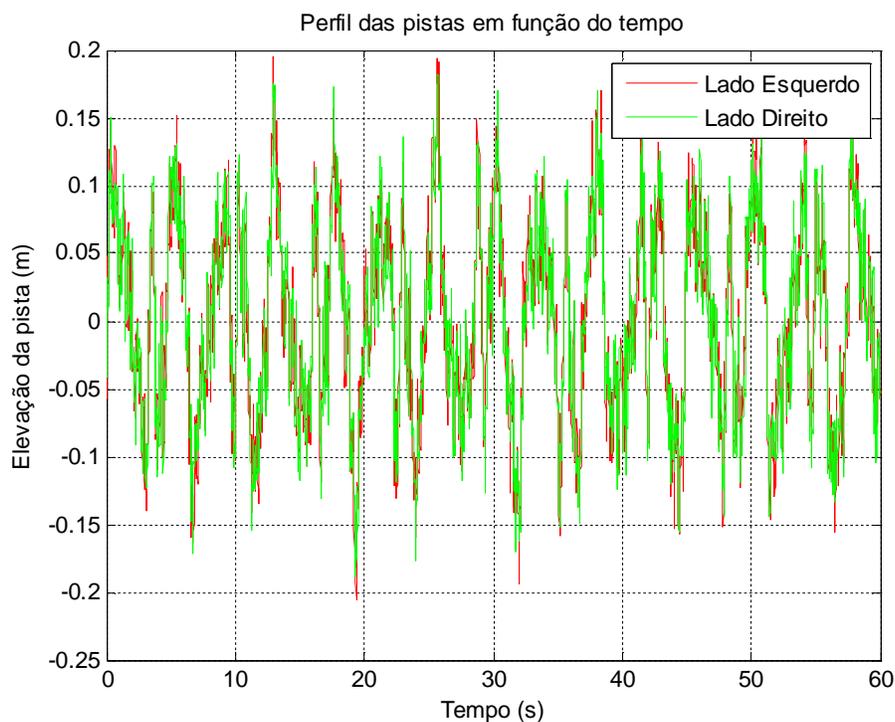


Figura 5.9 – Pista Classe E, conforme ISO 8608 (1995), com $V = 80$ km/h

Os resultados das simulações são apresentados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Resultados da simulação: pistas Classe C, D e E

| | Aceleração (m/s^2) | | | | Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$) | | | | Fator de Crista* | | |
|---|------------------------|--------|--------|--------|--|------------------|------------------|--------|------------------|--------|--------|
| | am_x | am_y | am_z | am_r | $VDV_{exp_{x1}}$ | $VDV_{exp_{y1}}$ | $VDV_{exp_{z1}}$ | Total | FC_x | FC_y | FC_z |
| C | 0,145 | 0,084 | 0,962 | 0,991 | 0,561 | 0,314 | 3,670 | 3,670 | 3,91 | 3,88 | 4,03 |
| D | 0,277 | 0,165 | 1,854 | 1,908 | 0,971 | 0,595 | 6,502 | 6,506 | 2,65 | 3,36 | 2,95 |
| E | 0,546 | 0,324 | 3,663 | 3,769 | 1,997 | 1,139 | 13,474 | 13,481 | 3,18 | 2,82 | 3,21 |

*Segundo o previsto na ISO 2631-1 (1997), a avaliação do VDV não seria necessária, já que os fatores de crista foram menores que nove.

A avaliação das exposições, segundo os distintos critérios normativos, é apresentada nas Tabelas 5.6, 5.7 e 5.8.

Tabela 5.6 – Diagnóstico: pista Classe C

| Referência | Indicador | Valor | Diagnóstico |
|------------------------------|-----------------------|------------------------------|--|
| NR-09 e | <i>aren</i> | 0,991 m/s ² | O nível de ação foi excedido (<i>aren</i>), mas não o limite de exposição. |
| NR-15 | <i>VDVR</i> | 3,670 m/s ^{1,75} | |
| Diretiva Europeia 2002/44/EC | A(8) | 0,962 m/s ² | O nível de ação foi excedido (A(8)), mas não o limite de exposição. |
| | <i>VDV</i> | 3,670 m/s ^{1,75} | |
| ACGIH | <i>A_{fx}</i> | Conforme Figuras 5.10 e 5.11 | O TLV é superado. |

Tabela 5.7 – Diagnóstico: pista Classe D

| Referência | Indicador | Valor | Diagnóstico |
|------------------------------|-----------------------|------------------------------|---|
| NR-09 e | <i>aren</i> | 1,909 m/s ² | O limite de exposição foi superado (<i>aren</i>). |
| NR-15 | <i>VDVR</i> | 6,506 m/s ^{1,75} | |
| Diretiva Europeia 2002/44/EC | A(8) | 1,854 m/s ² | O limite de exposição foi superado (A(8)). |
| | <i>VDV</i> | 6,502 m/s ^{1,75} | |
| ACGIH | <i>A_{fx}</i> | Conforme Figuras 5.12 e 5.13 | O TLV é superado. |

Tabela 5.8 – Diagnóstico: pista Classe E

| Referência | Indicador | Valor | Diagnóstico |
|------------------------------|-----------------------|--|---|
| NR-09 e | <i>aren</i> | 3,769 m/s ² | O limite de exposição foi superado (<i>aren</i>). |
| NR-15 | <i>VDVR</i> | 13,481 m/s ^{1,75} | |
| Diretiva Europeia 2002/44/EC | A(8) | 3,663 m/s ² | O limite de exposição foi superado (A(8)). |
| | <i>VDV</i> | 13,474 m/s ^{1,75} | |
| ACGIH | <i>A_{fx}</i> | Conforme Figuras 5.14, 5.15, 5.16 e 5.17 | O TLV é superado. |

Observa-se que em nenhum dos casos o limite de exposição associado ao VDV foi superado.

Os espectros de frequência correspondentes às pistas Classe C, D e E, onde os TLVs foram ultrapassados, são apresentados juntamente com a vista aproximada do gráfico, de forma a identificar as bandas de frequência onde o limite foi superado.

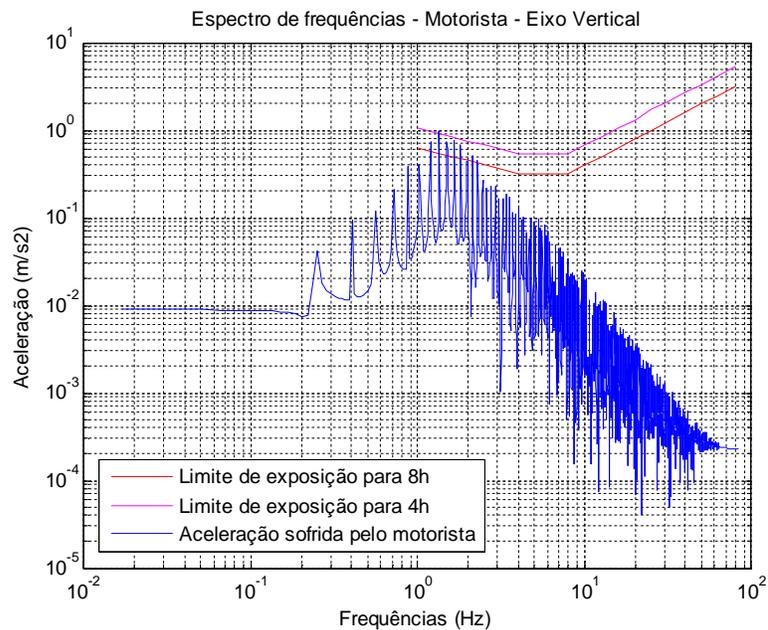


Figura 5.10 – Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe C

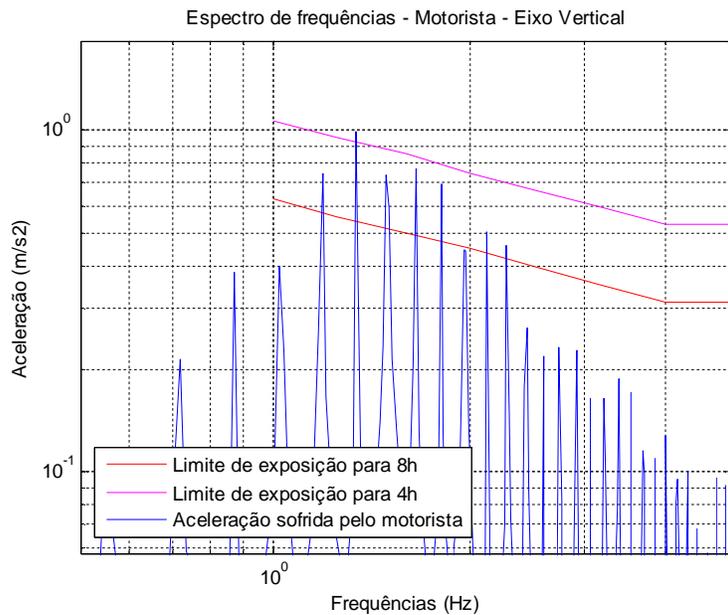


Figura 5.11 – Vista aproximada – Pista Classe C

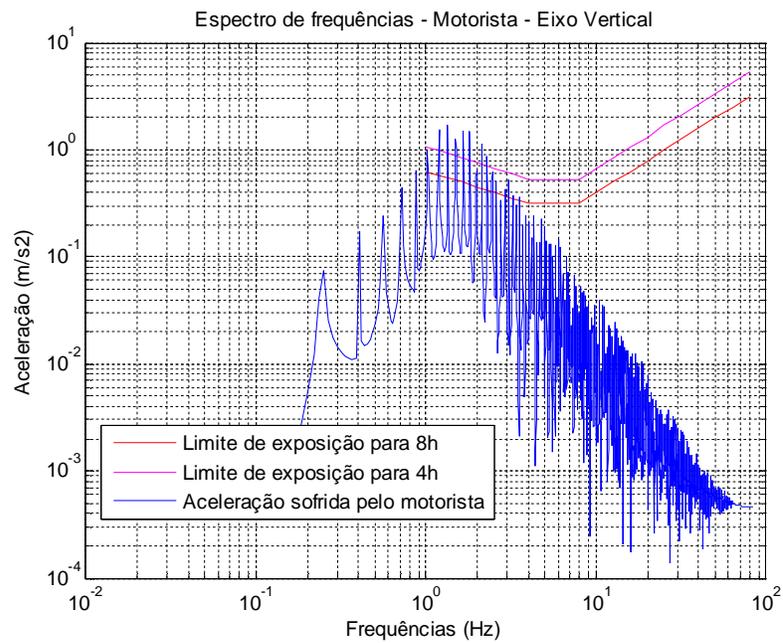


Figura 5.12 – Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe D

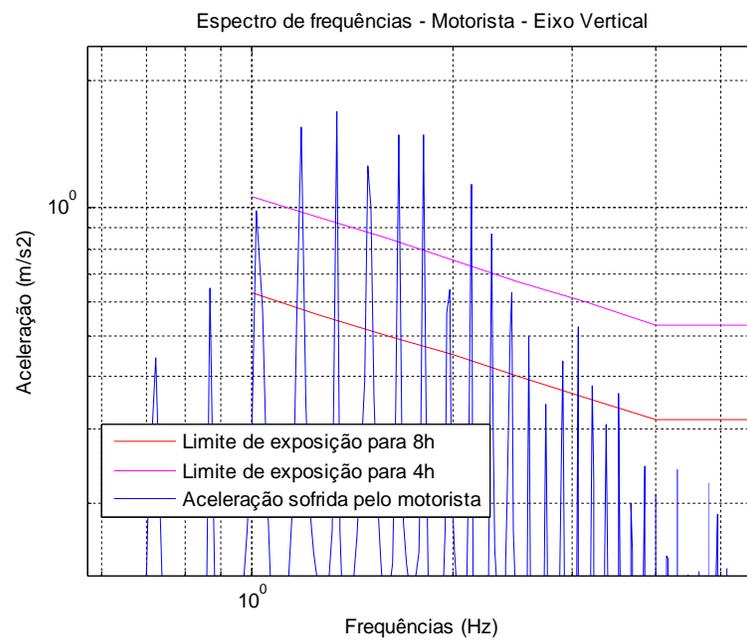


Figura 5.13 – Vista aproximada – Pista Classe D

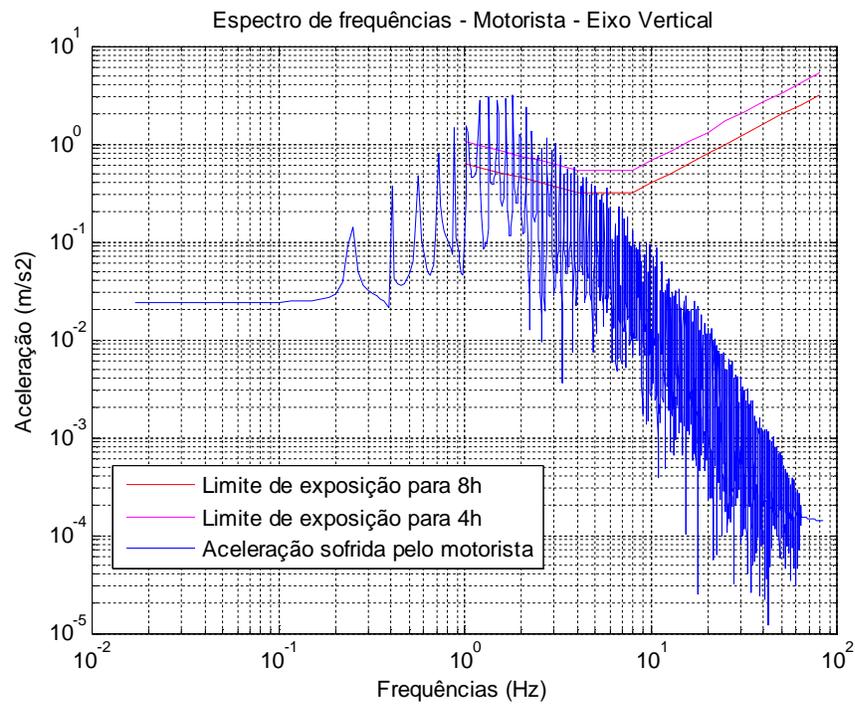


Figura 5.14 – Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe E

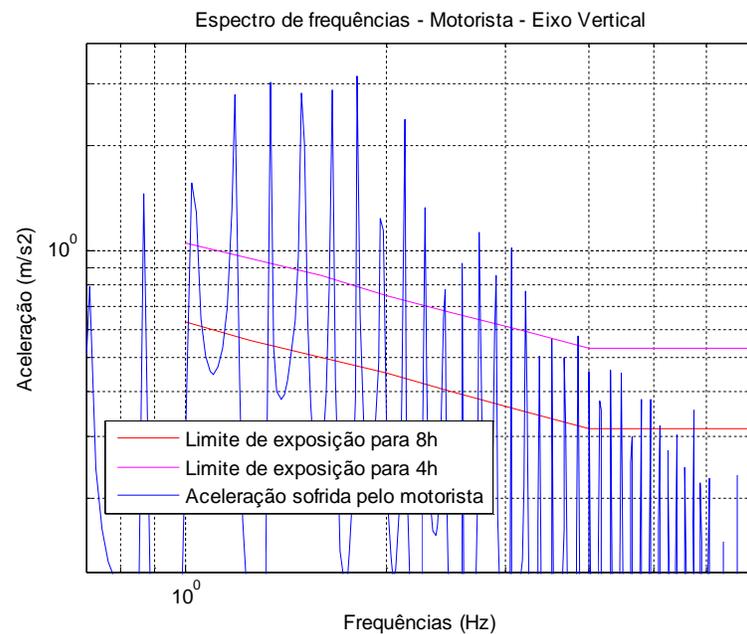


Figura 5.15 – Vista aproximada – Pista Classe E – Eixo vertical

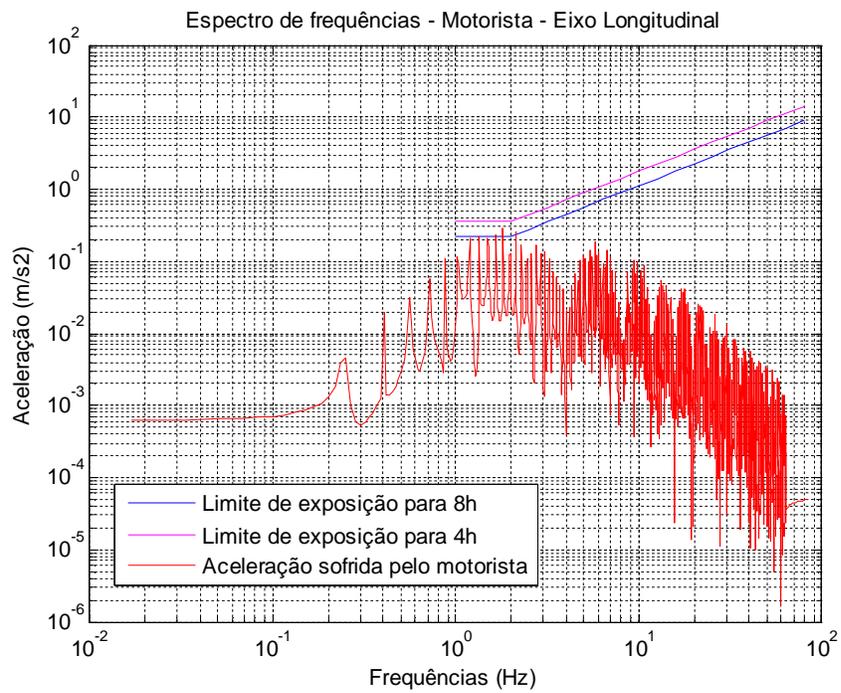


Figura 5.16 – Espectro de frequências – Motorista – Pista Classe E – Longitudinal

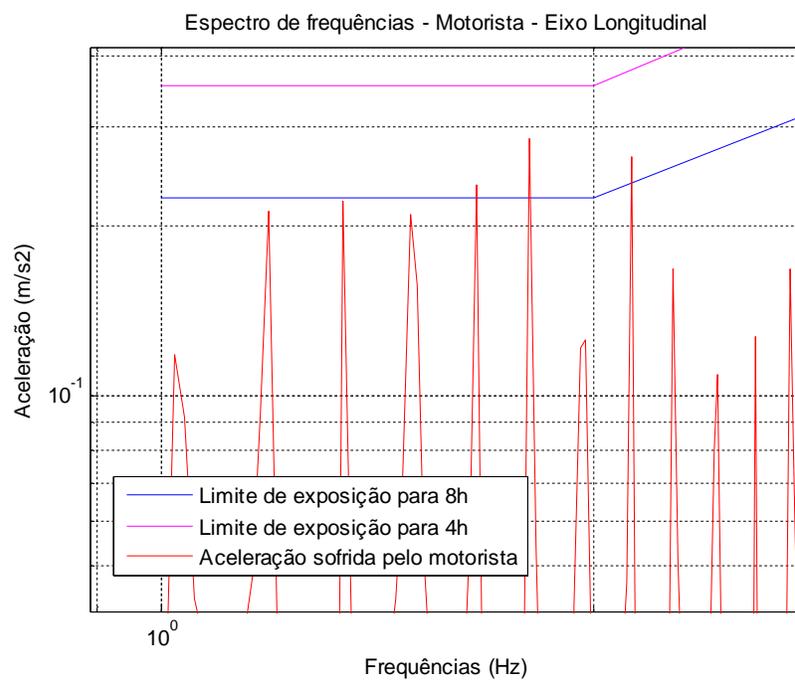


Figura 5.17 – Vista aproximada – Pista Classe E – Eixo longitudinal

5.3 Avaliação de Exposições Registradas na Literatura

A fim de verificar as diferenças provocadas pela aplicação dos critérios da NR-09 e da Diretiva Europeia 2002/44/EC a uma maior gama de exposições, realizou-se uma consolidação de dados experimentais disponíveis na literatura, apresentados no Apêndice C.

Dentre esses resultados, foram selecionados os apresentados nas Tabelas 5.9 e 5.11, tendo sido destacados os valores correspondentes aos eixos dominantes.

Tabela 5.9 – Avaliação conforme NR-09 e Diretiva 2002/44/EC – Valores RMS

| Equipamento | Ref. | Acelerações $\left(\frac{m}{s^2}\right)$ | | | | Critério Legal | |
|---|------------------------|--|-------------|-------------|--------|---|--|
| | | am_x | am_y | am_z | am_r | NR-09/NR-15 | Diretiva 2002/44/EC |
| LHD grande | Eger et al., 2013 | 0,83 | 0,56 | 0,81 | 1,62 | Limite de exposição superado (<i>aren</i>). | Limite de exposição superado ($1,4am_x$) |
| LHD pequeno | Eger et al., 2013 | 0,79 | 0,56 | 1,01 | 1,69 | Limite de exposição superado. | Nível de ação superado ($1,4am_x$ e am_z não superam $1,15 m/s^2$) |
| <i>Forwarder</i> (Trator florestal para madeiramento) | Rehn et al., 2004 | 0,50 | 0,78 | 0,60 | 1,50 | Limite de exposição superado. | Nível de ação superado. |
| Caminhões de lixo | Maeda e Morioka, 1998 | 0,76 | 0,79 | 1,1 | 1,89 | Limite de exposição superado. | Nível de ação superado. |
| <i>Skidder</i> (sem carga) | Cation et al., 2008 | 0,86 | 1,12 | 0,73 | 2,11 | Limite de exposição superado. | Limite de exposição superado. |
| <i>Skidder</i> (com carga) | Cation et al., 2008 | 0,72 | 0,96 | 0,72 | 1,83 | Limite de exposição superado. | Limite de exposição superado. |
| Caminhão Fora de Estrada | Tachibana, 2009 | 0,62 | 0,53 | 1,03 | 1,54 | Limite de exposição superado. | Nível de ação superado. |
| Ônibus (13,9 m, piso alto) | Thamsuwan et al., 2013 | 0,53 | 0,52 | 0,44 | 1,13 | Limite de exposição superado. | Nível de ação superado. |

Cabe ressaltar que, para a avaliação segundo a Diretiva Europeia 2002/44/EC, os valores de aceleração ponderada referentes aos eixos x e y devem ser multiplicados pelo fator 1,4. Os critérios da ACGIH não foram utilizados por não terem sido apresentados os espectros de frequências associados às diferentes exposições.

Em todos os casos se considera que a componente de exposição apresentada seja representativa da jornada completa, e que tenha duração de 8 horas. Assim, o amr corresponde à $aren$ e o valor da aceleração correspondente ao eixo de maior magnitude corresponde ao $A(8)$.

A exposição extraída do estudo de Thamsuwan et al., 2013 corresponde a um trecho de 1 km contendo 10 quebra-molas. Nesse caso, os autores afirmam que o fato de as acelerações nas direções x e y serem maiores que nos demais casos por eles estudados (conforme Apêndice C) pode estar relacionado à altura em que o motorista se encontra em relação à estrada, consideravelmente maior que no ônibus de piso baixo que percorreu o mesmo trajeto.

Tal fator, no entanto, não se aplica aos outros casos apontados na Tabela 5.9, em especial os operadores de LHD, equipamentos que tradicionalmente não têm altura elevada. Essas exposições, com exceção do estudo de Maeda e Morioka, 1998, têm em comum o fato de estarem associadas a terrenos bastante acidentados e a atividades que envolvem fortes estímulos laterais e longitudinais, como a operação de *skidders* e *forwarders*.

Com relação ao conforto, a utilização ou não de valores totais para avaliar as exposições também pode conduzir a diagnósticos distintos. Os valores referentes à aceleração vertical são apresentados na Tabela 5.10 apenas com fins de visualização da discrepância com os valores de aceleração total, os quais devem ser utilizados para a avaliação das condições de conforto, como previsto na ISO 2631-1 (1997).

Tabela 5.10 – Avaliação das exposições às VCI sob a ótica do conforto

| Equipamento | Ref. | Conforto: Direção vertical | Aceleração Total - Conforto | Aceleração Total - Saúde | Critério NR- 09 |
|--|-----------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|-------------------------------------|
| LHD grande | Eger et al., 2013 | 0,81 | 1,29 | 1,62 | Limite de exposição superado. |
| LHD pequeno | Eger et al., 2013 | 1,01 | 1,40 | 1,69 | Limite de exposição superado. |
| <i>Forwarder</i> (Trator florestal para madeiramento) | Rehn et al., 2004 | 0,60 | 1,10 | 1,50 | Limite de exposição superado. |
| Caminhões de lixo | Maeda e Morioka, 1998 | 1,10 | 1,55 | 1,89 | Limite de exposição superado. |
| <i>Skidder</i> (sem carga) | Cation et al., 2008 | 0,73 | 1,59 | 2,11 | Limite de exposição superado. |
| <i>Skidder</i> (com carga) | Cation et al., 2008 | 0,72 | 1,40 | 1,83 | Limite de exposição superado. |
| Caminhão Fora de Estrada | Tachibana, 2009 | 1,03 | 1,31 | 1,57 | Limite de exposição superado. |
| Ônibus (13,9 m, piso alto) | Thamsuwan et al., 2013 | 0,44 | 0,86 | 1,13 | Limite de exposição superado. |

As exposições dos operadores de *skidder* e *forwarder*, por exemplo, seriam classificadas como relativamente desconfortáveis (Tabela 2.2) caso fosse avaliada apenas a aceleração vertical. A avaliação da aceleração total, porém, as classificaria como muito desconfortáveis ou desconfortáveis. Em todos os casos apresentados na Tabela 5.10, o limite de exposição ocupacional foi superado.

Também merecem destaque os resultados apresentados na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Valores da dose de vibração e fatores de crista

| Equipamento | Ref. | VDV $\left(\frac{m}{s^{1,75}}\right)$ | | | | Fatores de Crista | | | Outras Informações |
|--|------------------------|---------------------------------------|------------------|------------------|-------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------------|
| | | VDV _x | VDV _y | VDV _z | VDVR | FC _x | FC _y | FC _z | |
| LHD grande | Eger et al., 2013 | 9,53 | 7,10 | 12,30 | 15,93 | 9,68 | 10,92 | 27,03 | |
| LHD pequeno | Eger et al., 2013 | 8,17 | 6,17 | 13,12 | 15,12 | 8,78 | 10,41 | 13,91 | |
| <i>Forwarder</i> (Trator florestal para madeiramento) | Rehn et al., 2004 | 4,5 | 6,8 | 4,7 | 10,07 | * | * | * | |
| Ônibus (12,2 m, piso baixo) | Blood et al., 2010 | 3,4 | 2,9 | 9,4 | 9,63 | 14,1 | 13,9 | 14,5 | Vias urbanas |
| | | 4,1 | 3,3 | 9,6 | 10,08 | 8,4 | 7,3 | 11,8 | Trecho com quebra-molas |
| | | 2,5 | 2,1 | 8,9 | 8,98 | 8,8 | 8,4 | 8,2 | Autoestrada nova |
| | | 2,7 | 2,4 | 10,3 | 10,37 | 7,4 | 8,3 | 6,9 | Autoestrada antiga |
| Ônibus (12,2 m, piso baixo) | Thamsuwan et al., 2013 | 3,36 | 2,93 | 8,3 | 8,62 | 14,1 | 10,9 | 8,0 | Autoestrada regular |
| | | 3,86 | 3,21 | 10,5 | 10,76 | 13,3 | 9,3 | 8,2 | Autoestrada irregular |
| | | 3,93 | 3,57 | 8,9 | 9,40 | 14,2 | 14,4 | 12,0 | Vias urbanas |
| | | 4,28 | 3,93 | 9,9 | 10,42 | 9,9 | 7,2 | 11,3 | Trecho com quebra-molas |
| Ônibus (13,9 m, piso alto) | Thamsuwan et al., 2013 | 2,57 | 2,00 | 8,00 | 8,11 | 8,1 | 6,6 | 9,7 | Autoestrada regular |
| | | 3,07 | 2,29 | 11,1 | 11,18 | 6,6 | 6,0 | 9,3 | Autoestrada irregular |
| | | 3,28 | 2,28 | 9,2 | 9,37 | 12,4 | 9,7 | 14,1 | Vias urbanas |
| | | 12,07 | 11,71 | 10,5 | 20,18 | 6,9 | 6,6 | 10,4 | Trecho com quebra-molas |

*Os autores não apresentam os valores médios dos fatores de crista; nas seis amostras avaliadas, o FC foi superior a 9 em 11 casos e inferior a 6 em apenas 2 casos.

Observa-se que em nenhum dos casos o limite de exposição associado ao valor da dose de vibração foi excedido, considerando os critérios da NR-09 e da Diretiva 2002/44/EC, embora as exposições dos operadores dos LHD [Eger et al., 2013], do *forwarder* [Rehn et al., 2004] e do ônibus com piso alto em trecho com quebra-molas [Thamsuwan et al., 2013] tenham excedido os limites de exposição previstos para a *aren*.

A exposição dos motoristas de ônibus de piso baixo em vias urbanas e em trecho com quebra-molas descrita por Blood et al., 2010, tem fatores de crista superiores a nove. Em ambos os casos, a avaliação do $A(8)$ e da *aren* não havia superado o nível de ação; com a avaliação do VDV e do VDVR, porém, o nível de ação é considerado superado. O mesmo se observa no caso dos motoristas de ônibus de piso alto em vias urbanas no estudo de Thamsuwan et al., 2013.

5.4 Modelo de Ônibus com Representação das Dinâmicas Vertical e Lateral

A Seção 3.2.3 apresenta o modelo utilizado por Albinsson e Routledge, 2013, considerando os efeitos da dinâmica lateral e da vertical. Os autores, porém, não apresentaram os parâmetros associados ao modelo de veículo por eles avaliado, o que impediu a validação da rotina computacional desenvolvida.

Os autores apresentaram a aceleração lateral e a velocidade de guinada que seu sistema apresentou em resposta a ângulos de esterçamento com distribuição senoidal. Tal resposta é apresentada na Figura 5.18. Assim, a presente seção limita-se a avaliar a compatibilidade dos resultados produzidos com aqueles apresentados pelos autores e a discutir o comportamento dos indicadores relacionados às VCI em determinadas situações de exposição, ressaltando que não foram considerados, no presente trabalho, os efeitos da aceleração lateral e longitudinal sobre a dinâmica vertical.

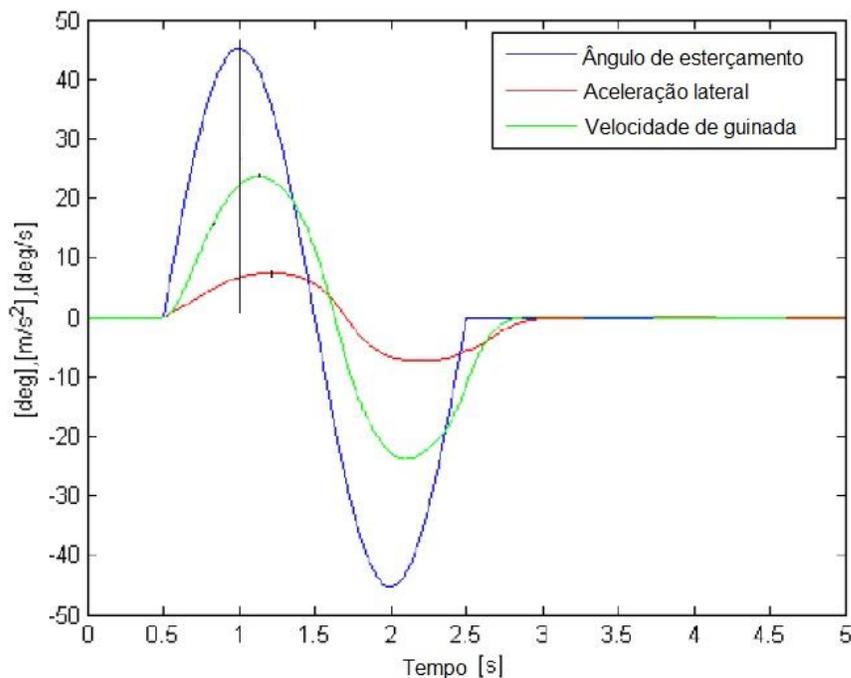


Figura 5.18 – Resposta do sistema avaliado por Albinsson e Routledge, 2013

Fonte: adaptado de Albinsson e Routledge, 2013.

Realizou-se a excitação vertical do sistema de 13 GDL através de uma pista Classe B, e o deslocamento lateral foi modelado de forma a representar uma situação em que o motorista realiza o movimento de sair de uma trajetória em linha reta e retornar a ela. Considerou-se que os ângulos de esterçamento obedecem a uma distribuição senoidal com amplitude de 0,2 rad e com frequência e duração apresentadas na Tabela 5.12. A velocidade longitudinal de 80 km/h foi mantida.

Tabela 5.12 – Frequência e duração da excitação lateral

| Situação | Frequência (Hz) | Número de ciclos | Duração (s) |
|----------|-----------------|------------------|-------------|
| 1 | 0,1 | 1 | 60 |
| 2 | 0,1 | 1 | 30 |
| 3 | 0,1 | 1 | 10 |
| 4 | 0,5 | 1 | 60 |
| 5 | 5,0 | 1 | 60 |
| 6 | 5,0 | 1 | 10 |

A resposta do sistema submetido às condições identificadas como “Situação 1” é apresentada na Figura 5.19.

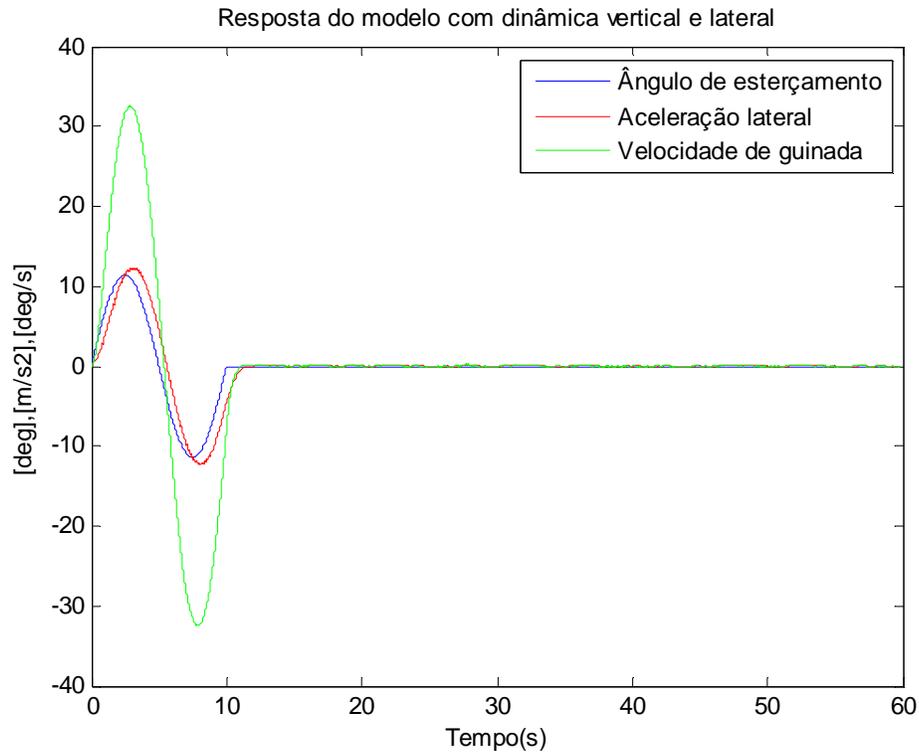


Figura 5.19 – Resposta do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 1)

Observa-se que a resposta do sistema tem forma comparável com a apresentada por Albinsson e Routledge, 2013. Realizou-se também a avaliação do deslocamento lateral, conforme Figura 5.20, onde se observa que o movimento lateral é também compatível com o esterçamento das rodas.

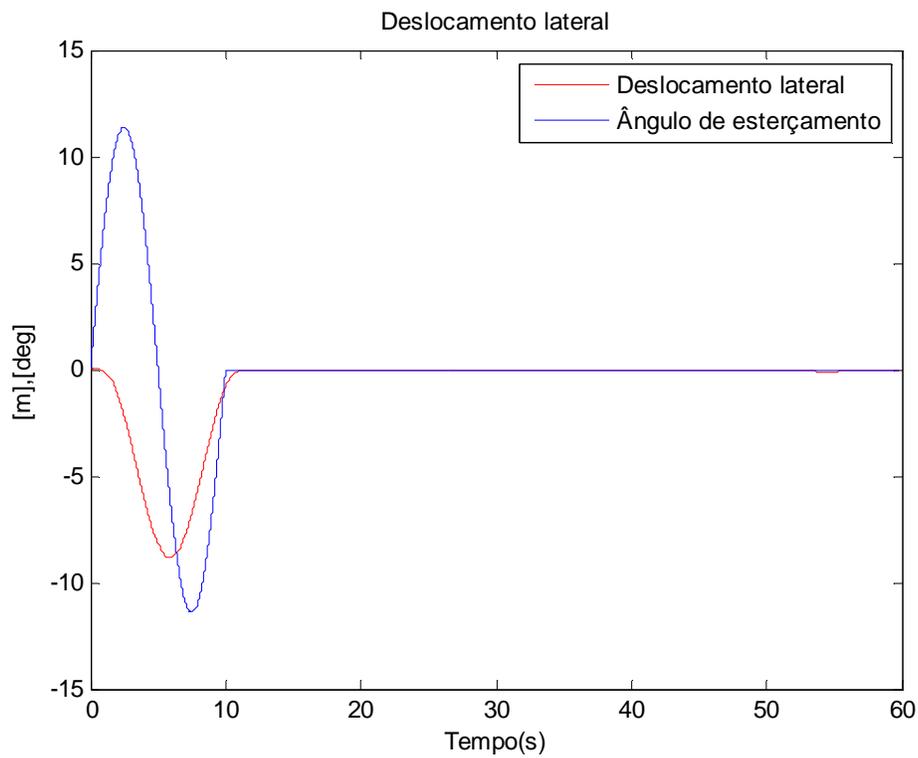


Figura 5.20 – Deslocamento lateral do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 1)

A resposta do sistema às condições identificadas como “Situação 2” e “Situação 3” na Tabela 5.12 é bastante similar à da “Situação 1”, evidentemente com a diferença no tempo da amostragem. São apresentadas, na sequência, as respostas do sistema às Situações 4 (Figuras 5.21 e 5.22) e 5 (Figuras 5.23 e 5.24). Cabe novamente destacar que, nas Figuras 5.19 a 5.24, considera-se a dinâmica lateral independente da dinâmica vertical.

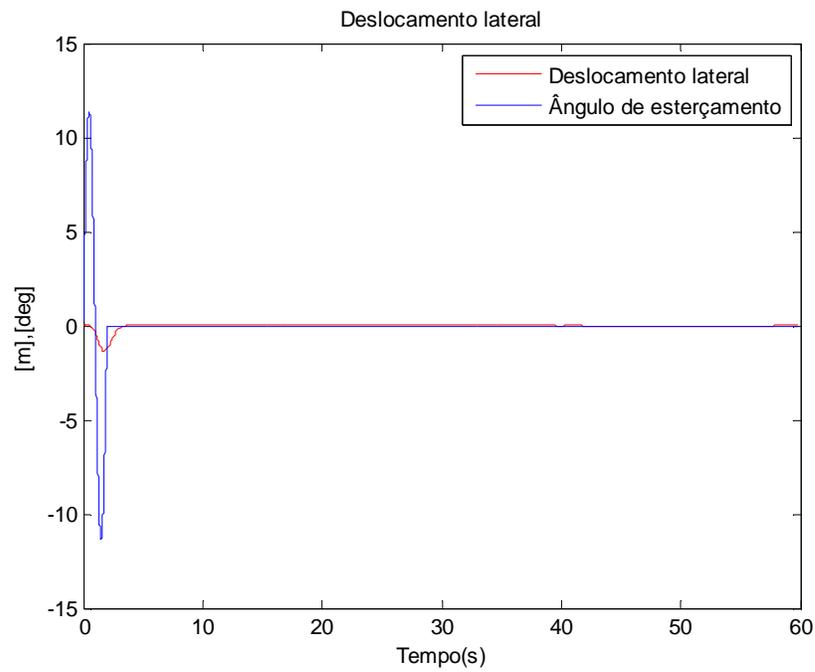


Figura 5.21 – Deslocamento lateral do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 4)

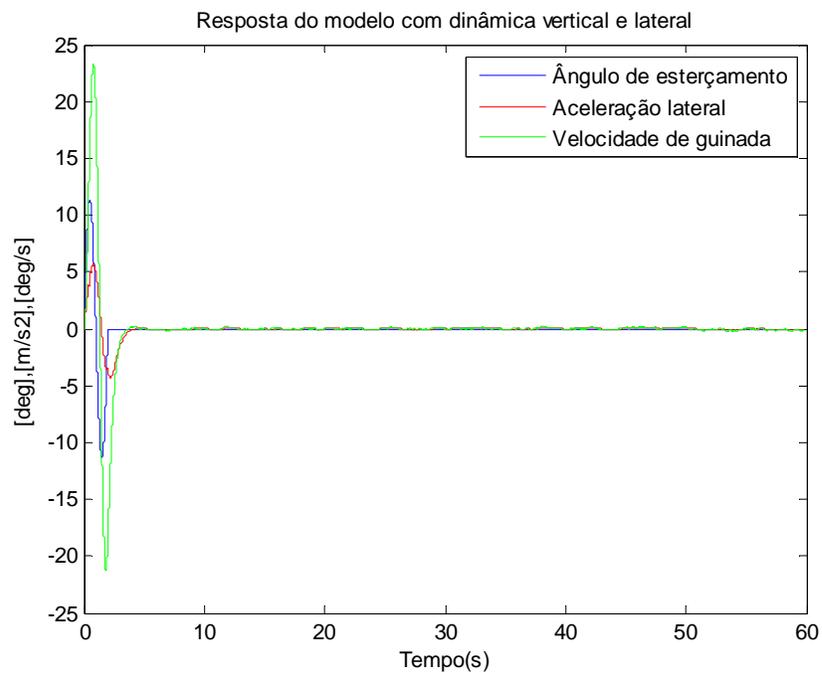


Figura 5.22 – Resposta do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 4)

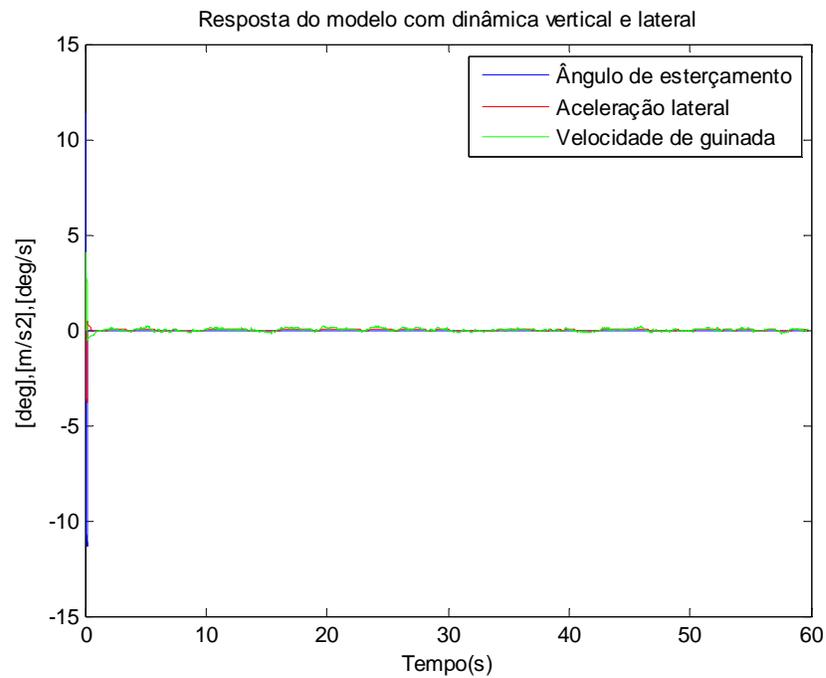


Figura 5.23 – Resposta do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 5)

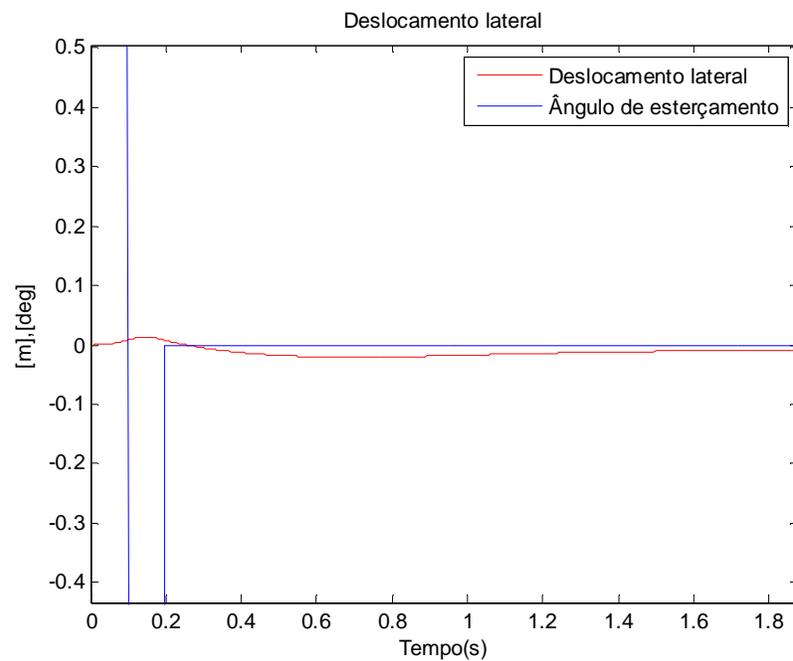


Figura 5.24 – Vista aproximada do deslocamento lateral do modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral (Situação 5)

Os indicadores da exposição às VCI no assento do motorista são apresentados na Tabela 5.13.

Tabela 5.13 – Modelo com representação da dinâmica vertical e da dinâmica lateral: indicadores da exposição às VCI

| Situação | Aceleração (m/s^2) | | | | Valor da Dose de Vibração ($m/s^{1,75}$) | | | | Fator de Crista | | |
|----------|------------------------|--------|--------|--------|--|----------------------|----------------------|-------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | am_x | am_y | am_z | am_r | VDVexp _{x1} | VDVexp _{y1} | VDVexp _{z1} | Total | FC _x | FC _y | FC _z |
| 1 | 0,102 | 0,048 | 0,439 | 0,466 | 0,368 | 0,179 | 1,519 | 1,525 | 3,72 | 3,69 | 2,93 |
| 2 | 0,105 | 0,053 | 0,453 | 0,482 | 0,326 | 0,165 | 1,410 | 1,414 | 3,56 | 3,36 | 3,04 |
| 3 | 0,117 | 0,593 | 0,440 | 0,954 | 0,272 | 1,935 | 0,989 | 2,721 | 2,88 | 4,73 | 2,22 |
| 4 | 0,113 | 0,237 | 0,426 | 0,562 | 0,426 | 1,328 | 1,495 | 2,032 | 4,19 | 5,50 | 2,68 |
| 5 | 0,110 | 0,095 | 0,458 | 0,502 | 0,409 | 1,012 | 1,617 | 1,820 | 3,31 | 18,29 | 2,75 |
| 6 | 0,119 | 0,209 | 0,441 | 0,552 | 0,288 | 0,996 | 1,127 | 1,525 | 2,45 | 8,37 | 3,41 |

Comparando as situações 1, 2 e 3, em que a frequência da excitação lateral é a mesma, observa-se que o aumento do tempo leva à redução dos indicadores relacionados à direção transversal, como esperado. O mesmo ocorre com a aceleração RMS na direção transversal nas exposições 5 e 6; o valor da dose de vibração, porém, é menos afetado pela variação do tempo, o que confirma a importância do uso do VDV em situações em que os fatores de crista são elevados, conforme apresentado na Seção 2.1.

Comparando as situações 1, 4 e 5, em que a duração da amostragem é a mesma, observa-se que a situação 4 apresenta maiores magnitudes de aceleração RMS e VDV. Isso pode ser devido à ponderação W_d , conforme ISO 2631-1 (1997), sobre o sinal. Entre as três frequências (0,1, 0,5 e 5,0 Hz), a frequência de 0,5 Hz é a que apresenta fator de ponderação mais elevado. Os espectros de frequência correspondentes às situações 1, 4 e 5 são apresentados nas Figuras 5.25, 5.26 e 5.27. Cabe ressaltar que a aceleração lateral é influenciada também pela excitação vertical, conforme Equação 3.43.

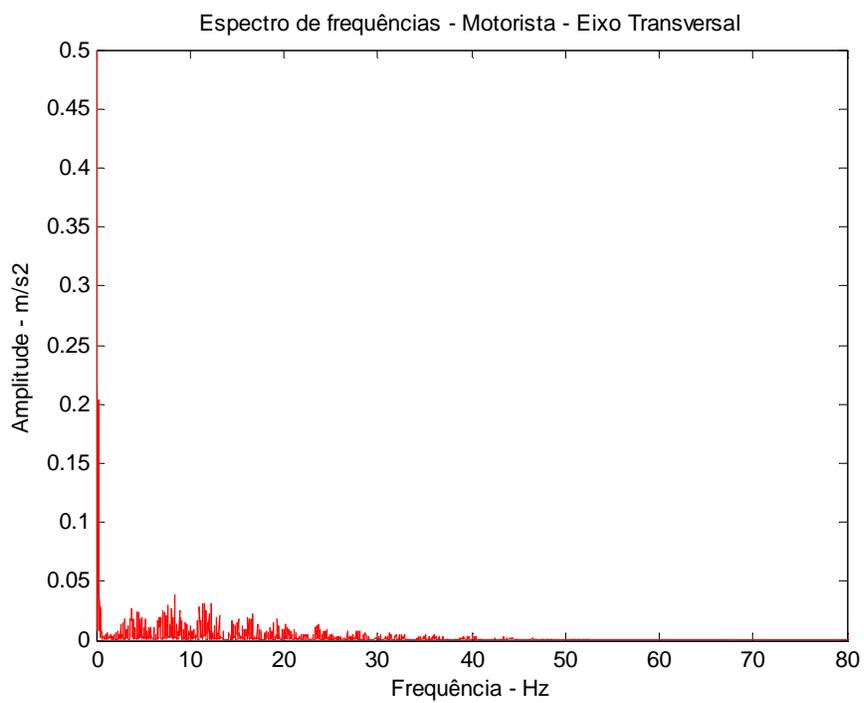


Figura 5.25 – Espectro de frequências – Situação 1

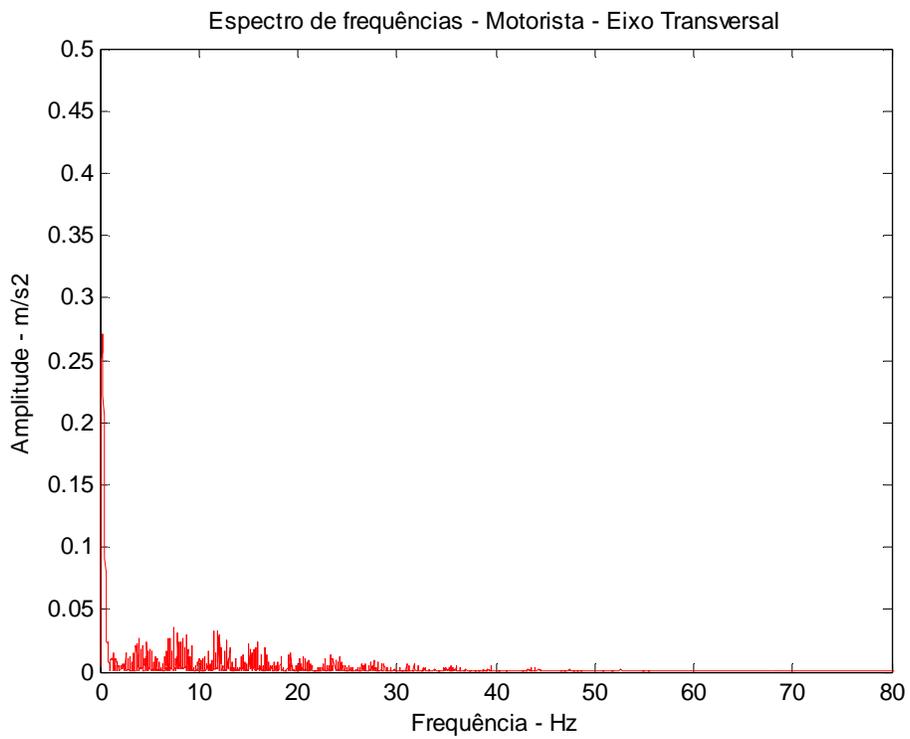


Figura 5.26 – Espectro de frequências – Situação 4

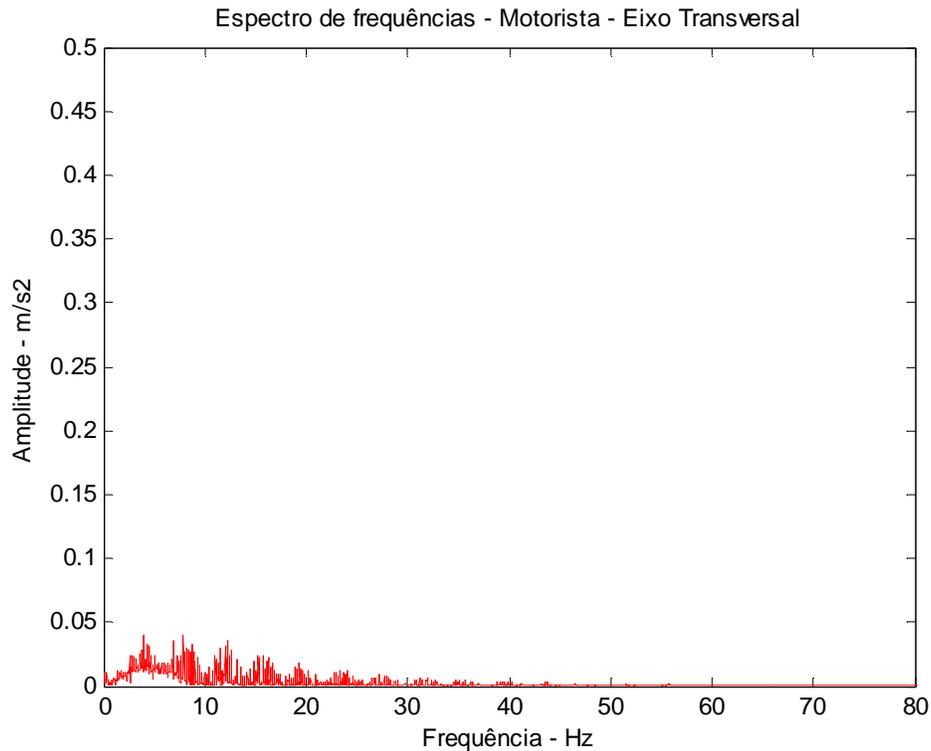


Figura 5.27 – Espectro de frequências – Situação 5

Como apontado no início da presente seção, o presente trabalho não tem a pretensão de aprofundar o estudo da influência da dinâmica lateral nos modelos utilizados para avaliar o conforto e o risco à saúde relacionado às VCI, tendo se limitado a realizar simulações baseadas no trabalho de Albinsson e Routledge, 2013, e verificar se os valores obtidos têm ordem de grandeza comparável com aqueles apresentados na literatura.

A influência da dinâmica lateral merece estudos aprofundados, considerando principalmente as condições fora de estrada (*off-road*) comuns nas atividades de mineração, exploração florestal e agricultura, entre outras. Segundo Pazooki et al., 2012, a utilização de modelos de pneus em que o contato destes com o solo se dá através de um único ponto não permite que sejam captadas as interações pneu-solo nos eixos de cisalhamento e, conseqüentemente, as respostas em vibração nas direções laterais e longitudinais. Os autores entendem que o acoplamento dos modos de arfagem e rolagem com a dinâmica longitudinal e lateral, respectivamente, não pode ser razoavelmente representada. Assim, segundo Pazooki et al., 2012, considerando que veículos *off-road* apresentam vibrações laterais e longitudinais

consideráveis, atribuídas aos modos de vibração acoplados e às interações horizontais pneu-solo, é essencial que sejam desenvolvidos e integrados modelos de pneus mais eficientes na predição das forças nos múltiplos eixos.

Quanto ao modelo apresentado por Pazooki et al., 2012, cabe apontar que não foi possível obter resultados satisfatórios a partir da Classe E da norma ISO 8608 (1995).

5.5 Considerações Finais

Discutiram-se no presente trabalho as principais diferenças entre os critérios utilizados para avaliar a exposição às VCI no Brasil, nos países membros da União Europeia e entre aqueles que utilizam o critério da ACGIH. Entre elas, destaca-se o uso ou não de valores totais e a avaliação simultânea dos indicadores (aceleração RMS e VDV).

A utilização de indicadores totais, ou resultantes, não é inovação apresentada pela legislação brasileira. Como Griffin, 1998, e De Alwis, 2014, apontam, a norma britânica BS 6841 (1987) prevê a utilização do valor correspondente à raiz quarta da soma das quartas potências dos VDV em cada eixo, em caso de exposição multiaxial. Isso implica que quando dois ou mais eixos têm magnitudes de vibração similares, o efeito geral é aumentado; do contrário, o eixo com a maior magnitude determina a severidade da vibração [Griffin, 1998].

Além disso, como já mencionado em seções anteriores, a norma ISO 2631-1 (1997) aponta o uso da aceleração resultante para avaliação da exposição às VCI quando não há eixo dominante, embora o faça de forma considerada confusa por Griffin, 1998. Segundo Mansfield, 2005, as orientações da ISO 2631-1 (1997) são, na melhor das hipóteses, pouco específicas e, na pior, confusas. Bettencourt Neto, 2006, afirma que “não se compreende a razão subjacente à escolha da norma ISO 2631-1 (1997) como referência da diretiva europeia sobre vibrações, por parte do Parlamento e Conselho europeus”.

A avaliação do pior eixo é considerada infeliz e inconsistente por Mansfield, 2005, por subestimar a exposição nos casos em que haja eixos com magnitudes comparáveis e porque o método de avaliação de vibrações em mãos e braços considera a soma dos três eixos.

Aspectos relevantes relacionados à avaliação das vibrações em múltiplos eixos, com respeito à saúde, são apresentados na Tabela 5.14.

Tabela 5.14 – Orientações quanto à avaliação das vibrações em múltiplos eixos – saúde

| |
|--|
| <p>ISO 2631 (1974,1978,1985)</p> <p>Seção 4.3: “Se as vibrações ocorrerem em mais de uma direção simultaneamente... os limites correspondentes aplicam-se separadamente a cada componente vetorial nos três eixos.”</p> |
| <p>BS 6841 (1987)</p> <p>Seção A.5: “A raiz quarta da soma das quartas potências dos valores de dose de vibração em cada eixo deve ser determinada...”</p> |
| <p>ISO 2631 (1997)</p> <p>Seção 6.5: “A aceleração total ou vetor-soma também tem sido proposto para avaliação com respeito à saúde e segurança se não há eixo dominante de vibração.”</p> <p>Seção 7.2.4: “A avaliação dos efeitos da vibração na saúde devem ser feitos independentemente em cada eixo. A avaliação da vibração deve ser feita com respeito à maior aceleração ponderada em frequência, determinada em cada eixo no assento.”</p> <p>Nota à Seção 7.2.4: “Quando a vibração em dois ou mais eixos é comparável, o vetor-soma é por vezes utilizado para estimar riscos à saúde.”</p> |

Fonte: adaptada de Griffin, 1998, considerando as alterações da Emenda 1:2010.

Observou-se, na Seção 5.3, que a utilização ou não dos valores de aceleração total produz diagnósticos distintos quanto à aceitabilidade ou não da exposição avaliada. No caso dos motoristas de ônibus com piso alto em vias urbanas (Thamsuwan et al., 2013), a avaliação do VDV e do VDVR colocou os trabalhadores na zona de aplicação de medidas preventivas, que envolvem a avaliação periódica da exposição, a vigilância da saúde focada nos efeitos da exposição às vibrações e a adoção de procedimentos e métodos de trabalho alternativos [NR-09, 2014]. Tal não teria ocorrido se tivesse sido realizada apenas a avaliação das acelerações RMS.

Os aspectos apontados dizem respeito apenas à conformidade das avaliações com os aspectos legais e normativos vigentes. Não é possível afirmar qual seria o limite de exposição ideal, ou se a percepção de conforto apontada na ISO 2631-1 (1997) corresponde efetivamente à realidade.

Para que tais aspectos sejam esclarecidos, há a necessidade de um maior número de estudos epidemiológicos consistentes, o que também envolve a uniformização dos procedimentos de avaliação. No caso da exposição às VCI, outros fatores contribuem para o desenvolvimento dos sintomas associados à exposição às vibrações, em especial aspectos ergonômicos, não tendo ainda sido esclarecidas as proporções em que cada fator contribui para o desencadeamento dos efeitos deletérios mais comumente associados às VCI.

6 CONCLUSÕES

A presente dissertação apresentou a avaliação da exposição ocupacional às VCI em um motorista de ônibus, considerando os critérios estabelecidos pela NR-09, pela ACGIH e pela Diretiva Europeia 2002/44/EC. As principais diferenças entre tais abordagens foram apresentadas, tendo sido verificado que a mesma exposição pode ter classificações distintas quanto à sua aceitabilidade, dependendo do critério adotado.

Foram realizadas simulações, através de rotinas computacionais implementadas em *MatLab*, do deslocamento de um modelo de ônibus sobre pistas de classes A, B, C, D e E, conforme classificação da norma ISO 8608 (1995). Os resultados obtidos e a análise de exposições extraídas da literatura mostram que a utilização dos indicadores previstos na legislação brasileira (*aren* e *VDVR*) apresenta resultados mais conservativos, do ponto de vista da saúde do trabalhador, que o uso da Diretiva Europeia 2002/44/EC. A utilização dos valores totais, como previsto na legislação nacional, não é inédita; além disso, a avaliação exclusiva do pior eixo vem sendo questionada em estudos epidemiológicos recentes e em outros trabalhos ligados ao tema.

O objetivo principal dos estudos na área de saúde e segurança do trabalhador é garantir que o trabalho não seja um fator de adoecimento, e sim um meio pelo qual o trabalhador alcança seu sustento e contribui para o desenvolvimento da sociedade. Assim, e levando em conta o princípio da precaução, é fundamental que haja avanços na prevenção da exposição às vibrações de corpo inteiro, o que necessariamente envolve a melhoria dos veículos e equipamentos utilizados. O projeto, assim, é etapa fundamental da prevenção.

Os modelos numéricos propostos, utilizados para simular o tráfego de um ônibus sobre pistas de diferentes classes – conforme ISO 8608 (1995) –, apresentaram resultados importantes, em especial quanto à necessidade de aprimoramento da representação do movimento na direção longitudinal e na direção transversal. Foram apresentadas no presente trabalho situações em que os tradicionais modelos com representação apenas da dinâmica vertical não proporcionaram resultados compatíveis com os mensurados em trabalhos experimentais. Tal fato é especialmente importante em situações em que as componentes laterais e longitudinais tenham magnitudes comparáveis com as verticais, como na operação de equipamentos *off-road*. Assim, é fundamental que os modelos sejam refinados, de forma a

promover a produção de equipamentos mais adequados às atividades a que se destinam, do ponto de vista da saúde ocupacional.

A exposição ocupacional às VCI é um tema que merece estudos mais aprofundados, os quais vêm sendo realizados recentemente. Espera-se que o aumento do conhecimento acerca do assunto provoque a evolução das normas técnicas e das legislações nacionais.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

- a) Estudar a integração entre a dinâmica vertical, lateral e longitudinal, com validação através de trabalho de campo;
- b) Acrescentar, às simulações numéricas, a avaliação do Índice de Rugosidade Internacional (*IRI – International Roughness Index*), metodologia bastante aplicada na classificação de estradas.

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.

Akçay, H.; Türkay, S. A Study of Random Vibration Characteristics of the Quarter-car Model. **Journal of Sound and Vibration**, v. 282, p. 111-124, 2005.

Albinsson, A.; 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.

Al-Solihat, M. K. **Ride and Handling Analysis of an Urban Bus with Variable Tires Pressure**. Concordia University, Canada, 2008.

Ayalew, B.; Yu, N.; Muthiah, S.; 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.

Baez, F. **Multi-Objective Optimization and Performance Evaluation of Active, Semi-Active and Passive Suspensions for Forestry Machines**. Kungliga Tekniska Högskolan, Sweden, 2014.

Barbosa, R.S. Vehicle Dynamic Response Due to Pavement Roughness. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 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.; Johnson, P.W. Whole Body Vibration Exposures in Metropolitan Bus Drivers: A Comparison of Three Seats. **Journal of Sound and Vibration**, v. 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.; Stacchini, F. An Epidemiological Study of Low Back Pain in Professional Drivers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 298, p. 514-539, 2006.

Bovenzi, M. A Longitudinal Study of Low Back Pain and Daily Vibration Exposure in Professional Drivers. **Industrial Health**, v. 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.

Burström, L.; Lundström, R.; Hagberg, M.; Nilsson, T. Comparison of Different Measures for Hand-Arm Vibration Exposure. **Safety Science**, v. 28, n° 1, p. 3-14, 1998.

Cation, S.; Jack, R.; Oliver, M.; Dickey, J.; Lee-Shee, N. Six Degree of Freedom Whole-Body Vibration During Forestry Skidder Operations. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 38, p. 739-757, 2008.

Davis, B.R.; Thompson, A.G. Power Spectral Density of Road Profiles. **Vehicle System Dynamics**, v. 35, n° 6, p. 409-415, 2001.

De Abreu, Y. F. M. **Análise Dinâmica de Estruturas de Veículos por Meio de Representação Modal em Grafos de Ligação**. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2012.

Dodds, C.J.; Robson, J.D. The Description of Road Surface Roughness. **Journal of Sound and Vibration**, v.31, n° 2, p. 175-183, 1973.

European Agency for Safety and Health at Work. **Workplace Exposure to vibration in Europe: an expert review**. Bélgica, 2008.

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.

European Commission. **Guide to Good Practice on Whole-Body Vibration - Non-Binding Guide to Good Practice with a View to Implementation of Directive 2002/44/EC on the Minimum Health and Safety Requirements Regarding the Exposure of Workers to the Risks Arising from Physical Agents (Vibrations)**. 2006. Disponível em: <http://resource.isvr.soton.ac.uk/HRV/VIBGUIDE/2008_11_08%20WBV_Good_practice_Guide%20v6.7h%20English.pdf>. Acesso em: 07/09/2014.

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

Goelzer, B. **Higiene Ocupacional: Tendências Internacionais**. Palestra apresentada na Audiência Pública de Revisão da NR-15 – 12/02/2014. Disponível em: <<http://www.fundacentro.gov.br/Arquivos/sis/EventoPortal/AnexoPalestraEvento/BGoelzer%20Palestra%2012%20Fev.pdf>>. Acesso em: 07/09/2014.

Griffin, M.J. A Comparison of Standardized Methods for Predicting the Hazards of Whole-Body Vibration and Repeated Shocks. **Journal of Sound and Vibration**, v. 215, p. 883-914, 1998.

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

Hassaan, G.; 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**, v. 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 5349-1: Mechanical Vibration – Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration**. Geneve, 2001.

International Organization for Standardization. **ISO 8608: Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data**. Geneve, 1995.

Jazar, R. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**. Springer, New York, 2009.

Johannesson, P., Rychlik, I. **Modeling of Road Profiles Using Roughness Indicators**. Chalmers University of Technology, Sweden, 2012.

Kropác, O.; Mucka, P. Be Careful When Using the International Roughness Index as an Indicator of Road Unevenness. **Journal of Sound and Vibration**, v. 287, p. 989-1003, 2005.

McCallig, M.; Paddan, G.; Van Lente, E.; Moore, K.; Coggins, M. Evaluating Worker Vibration Exposures Using Self-Reported and Direct Observation Estimates of Exposure Duration. **Applied Ergonomics**, v. 42, p. 37-45, 2010.

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

Miguel, L. F. F. **Vibrações Mecânicas – Notas de Aula de MEC081**. UFRGS, 2008.

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

Oliveira, A.G. **Técnicas de Caracterização de Excitações em Máquinas Rotativas**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 1999.

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

Press, W., Teukolsy, S., Vetterling, W., Flannery, B. **Numerical Recipes in C: The Art of Scientific Computing**. Cambridge University, 1992. Disponível em: <<http://www.aip.de/groups/soe/local/numres/bookcpdf/c13-4.pdf>>. Acesso em: 25/01/2015.

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

Randall, R.B.; Tech, B. **Frequency Analysis**. Bruël and Kjær, 1987. Disponível em: <<http://www.bksv.com/doc/bn1445.pdf>>. Acesso em: 02/11/2014.

Rao, S. S. **Mechanical Vibrations**. Pearson Ed Asia, Singapura, 2011.

Ricardo, L.A.R. **Nonlinear Stochastic Analysis of Motorcycle Dynamics**. Rice University, USA, 2013.

Sayers, M.W. **Dynamic Terrain Inputs to Predict Structural Integrity of ground Vehicles**. The University of Michigan Transportation Research Institute, Michigan, 1998. Disponível em: <<http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/769/77008.0001.001.pdf?sequence=2&isAllowed=y>>. Acesso em: 27/09/2014.

Sekulic, D; Dedovic, V.; Rusov, S.; Salinic, S.; Obradovic, A. Analysis of Vibration Effects on the Comfort of Intercity Bus Users by Oscillatory Model with Ten Degrees of Freedom. **Applied Mathematical Modelling**, v. 37, p. 8629 – 8644, 2013.

Schofield, B. **Model-Based Vehicle Dynamics Control for Active Safety**. Lund University, Sweden, 2008.

Schust, M.; Kreisel, A.; Seidel, H.; Blüthner, R. Examination of the Frequency-Weighting Curve for Accelerations Measured on the Seat and at the Surface Supporting the Feet During Horizontal Whole-Body Vibrations in x- and y-Directions. **Industrial Health**, v. 48, p. 725–742, 2010.

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

Sun, L. Simulation of Pavement Roughness and IRI Based on Power Spectral Density. **Mathematics and Computers in Simulation**, v. 61, p. 77-88, 2003.

Tachibana, I.K. **Instrumentação em Higiene Ocupacional em uma Pedreira na Região Metropolitana de São Paulo**. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, 2009.

Thamsuwan, O.; Blood, R.; Ching, R.; Boyle, L.; 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**, v.43, p. 9-17, 2013.

Tiemessem, I.; Hulshof, C.; Frings-Dresen, M. An Overview of Strategies to Reduce Whole-Body Vibration Exposure on Drivers: A Systematic Review. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 37, p. 245-256, 2007.

Varghese, A. **Influence of Tyre Inflation Pressure on Fuel Consumption, Vehicle Handling and Ride Quality**. Chalmers University of Technology, Sweden, 2013.

VIBRISKS. **Final Technical Report.** 2007. Disponível em: <<http://www.vibrisks.soton.ac.uk> >. Acesso em: 15/02/2014.

Yu, N.; Muthiah, S.; Kulakowski, B. **Analysis of Steady-State Handling Behavior of a Transit Bus.** 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, 2006. Disponível em: <<http://road-transport-technology.org/Proceedings/9%20-%20ISHVWD/Session%205/Analysis%20of%20Steady-State%20Handling%20Behavior%20of%20a%20Transit%20Bus%20-%20Yu.pdf>>. Acesso em: 12/07/2015.

APÊNDICE A – Indicadores da exposição às vibrações de corpo inteiro

Os indicadores da exposição às VCI previstos na legislação brasileira são o valor da aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*) e o valor da dose de vibração resultante (*VDVR*). Já os indicadores recomendados na Diretiva Europeia 2002/44/EC são a aceleração RMS normalizada para um período de 8 horas – *A(8)* ou o valor da dose de vibração (*VDV*), ambos considerando os eixos de maiores valores, individualmente.

O valor da aceleração resultante da exposição normalizada (*aren*) é calculado segundo a Equação A.1, e corresponde à aceleração resultante de exposição (*are*) convertida para uma jornada diária padrão de 8 horas [Fundacentro, 2012]. Na Equação A.1, *T* corresponde à duração da jornada de trabalho (expresso em horas ou minutos) e *T₀* representa 8 horas ou 480 minutos.

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (\text{A.1})$$

O indicador *are* corresponde à aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional diária, considerando os três eixos e as diversas componentes de exposição identificadas ao longo da jornada de trabalho, e é calculada conforme a Equação A.2,

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

na qual a aceleração resultante de exposição parcial (*arep_i*) corresponde à aceleração média resultante representativa da componente de exposição *i*, ocorrida em um intervalo de tempo *T_i*. Os valores *T* e *n_i* representam a duração da jornada de trabalho e o número de repetições da componente *i* ao longo da jornada. A aceleração resultante de exposição parcial é definida pela Equação A.3.

$$arep_i = \frac{1}{s} \sum_{k=1}^s amr_{ik} \quad (\text{A.3})$$

Na Equação A.3, o índice *s* representa o número de repetições de uma dada componente de exposição *i* ao longo da jornada de trabalho, e o valor *amr_{ik}* corresponde à aceleração média resultante relativa à *k*-ésima amostra dentre as *s* repetições da componente de exposição.

As acelerações médias resultantes (amr) são calculadas segundo a Equação A.4, na qual as componentes am_j correspondem às acelerações médias (Equação A.5). Os índices f_j correspondem a fatores de multiplicação dependentes dos eixos de exposição, tendo o valor de 1,4 para os eixos x e y e de 1,0 para o eixo z , conforme também previsto na norma ISO 2631-1 (1997).

$$amr = \sqrt{(f_x am_x)^2 + (f_y am_y)^2 + (f_z am_z)^2} \quad (A.4)$$

$$am_j = \left\{ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_j^2(t) dt \right\}^{1/2} \quad (A.5)$$

Na Equação A.5, os valores a_j correspondem aos valores de aceleração instantânea a_x , a_y ou a_z , e $t_2 - t_1$ representa o intervalo de medição.

Cabe ressaltar que todos os indicadores consideram a aceleração ponderada em frequência.

O indicador $VDVR$ é calculado segundo a Equação A.6, na qual $VDV \exp_j$ (Equação A.7) corresponde ao VDV representativo da exposição ocupacional diária no eixo j .

$$VDVR = \left[\sum_j (VDV \exp_j)^4 \right]^{1/4} \quad (A.6)$$

$$VDV \exp_j = \left[\sum_{i=1}^m (VDV \exp_{ji})^4 \right]^{1/4} \quad (A.7)$$

Na Equação A.7, $VDV \exp_{ji}$ representa o valor da dose de vibração resultante que representa a exposição ocupacional diária no eixo j , relativo à componente de exposição i , sendo calculado de acordo com a Equação A.8,

$$VDV \exp_{ji} = f_j \times VDV_{ji} \times \left(\frac{T_{exp}}{T_{amos}} \right)^{1/4} \quad (A.8)$$

na qual T_{exp} corresponde ao tempo de exposição à componente de exposição i ao longo da jornada de trabalho, T_{amos} corresponde ao tempo total de medição das diferentes amostras que caracterizam a componente de exposição i avaliadas e f_j corresponde ao fator de multiplicação em função do eixo considerado (1,4 para os eixos x e y ; 1,0 para o eixo z). Por sua vez, o valor

VDV_{ji} (Equação A.9) representa o valor da dose de vibração medido no eixo j , relativo à componente de exposição i ,

$$VDV_{ji} = \left[\sum_{k=1}^s (VDV_{jik})^4 \right]^{1/4} \quad (\text{A.9})$$

na qual o índice s representa o número de amostras da componente de exposição i que foram mensuradas.

As definições dos indicadores podem ser encontradas de forma detalhada na Norma de Higiene Ocupacional 09 (NHO-09).

APÊNDICE B – Parâmetros geométricos, de massa e oscilatórios relacionados ao modelo de ônibus implementado

Tabela B.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 B.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 |
| m_{pm} | 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 B.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 C – Valores de aceleração e VDV encontrados na literatura

Durante o processo de revisão bibliográfica para o presente trabalho, entendeu-se relevante apresentar, de forma resumida, os principais resultados de estudos experimentais sobre a exposição às VCI realizados após 1997. Os resultados são apresentados na Tabela C.1.

Tabela C.1– Resultados de estudos experimentais sobre exposição às VCI

| Equipamento | Ref. | Acelerações $\left(\frac{m}{s^2}\right)$ | | | | VDV $\left(\frac{m}{s^{1,75}}\right)$ | | | | Frequência Dominante (Hz) | | | Outras Informações |
|---|----------------------|--|-------------------|-----------------|-----------------|---------------------------------------|------------------|------------------|---------|------------------------------|-------------------------------------|------------------------------|--|
| | | am _x | am _y | am _z | am _r | VDV _x | VDV _y | VDV _z | VDVR | DF _x ¹ | DF _y ¹ | DF _z ¹ | |
| LHD grande | Eger et al., 2013 | 0,83 | 0,56 | 0,81 | 1,62* | 9,53 | 7,10 | 12,30 | 15,93* | 1,85 | 1,06 | 3,39 | LHD: carregadeiras subterrâneas para mineração. Os autores consideram grandes os LHD com capacidade maior que 4,5 m ³ . |
| LHD pequeno | Eger et al., 2013 | 0,79 | 0,56 | 1,01 | 1,69* | 8,17 | 6,17 | 13,12 | 15,12* | 1,41 | 1 | 3,78 | |
| <i>Forwarder</i> (Trator florestal para madeiramento) | Rehn et al., 2004 | 0,5** | 0,78* * | 0,6** | 1,50** | 4,5** | 6,8** | 4,7** | 10,07** | 0,8 – 5 | 1 – 2, com pico em 1,25 | 2-8 | |
| Caminhões de lixo | Maeda e Morioka, | 0,76 | 0,79 | 1,1 | 1,89* | - | - | - | - | - | - | - | Média geral entre os valores encontrados nos diferentes caminhões |

| | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|------------------------|-------------|------|-------------|-------|--------------|-------|-------------|--------|---|---|---|-------------------------|
| Trator de esteira | Bovenzi et al., 2006 | 0,29 | 0,30 | 0,49 | 0,76 | - | - | - | - | - | - | - | Estaleiro |
| Microônibus | Bovenzi et al., 2006 | 0,12 | 0,27 | 0,39 | 0,61 | - | - | - | - | - | - | - | Transporte público. |
| Ônibus urbano | Bovenzi et al., 2006 | 0,13 | 0,13 | 0,43 | 0,51 | - | - | - | - | - | - | - | Transporte público. |
| Ônibus (12,2 m, piso baixo) | Blood et al., 2010 | 0,14 | 0,11 | 0,36 | 0,44* | 3,4 | 2,9 | 9,4 | 9,63* | - | - | - | Vias urbanas |
| | | 0,17 | 0,15 | 0,36 | 0,48* | 4,1 | 3,3 | 9,6 | 10,08* | - | - | - | Trecho com quebra-molas |
| | | 0,11 | 0,11 | 0,43 | 0,48* | 2,5 | 2,1 | 8,9 | 8,98* | - | - | - | Autoestrada nova |
| | | 0,13 | 0,12 | 0,51 | 0,57* | 2,7 | 2,4 | 10,3 | 10,37* | - | - | - | Autoestrada antiga |
| Ônibus (12,2 m, piso baixo) | Thamsuwan et al., 2013 | 0,11 | 0,13 | 0,42 | 0,48* | 3,36 | 2,93 | 8,3 | 8,62* | | | | Autoestrada regular |
| | | 0,14 | 0,15 | 0,53 | 0,60* | 3,86 | 3,21 | 10,5 | 10,76* | | | | Autoestrada irregular |
| | | 0,36 | 0,14 | 0,39 | 0,67* | 3,93 | 3,57 | 8,9 | 9,40* | | | | Vias urbanas |
| | | 0,17 | 0,19 | 0,39 | 0,53 | 4,28 | 3,93 | 9,9 | 10,42* | | | | Trecho com quebra-molas |
| Ônibus (13,9 m, piso alto) | Thamsuwan et al., 2013 | 0,11 | 0,11 | 0,37 | 0,43* | 2,57 | 2,00 | 8,00 | 8,11* | | | | Autoestrada regular |
| | | 0,15 | 0,12 | 0,50 | 0,57* | 3,07 | 2,29 | 11,1 | 11,18* | | | | Autoestrada irregular |
| | | 0,14 | 0,11 | 0,35 | 0,43* | 3,28 | 2,28 | 9,2 | 9,37* | | | | Vias urbanas |
| | | 0,53 | 0,52 | 0,44 | 1,13* | 12,07 | 11,71 | 10,5 | 20,18 | | | | Trecho com quebra-molas |

* Valor total para fins de saúde, calculado pela autora.

** Valores médios.

¹DF_x, DF_y e DF_z indicam as frequências dominantes nos eixos x, y e z, respectivamente.

Observou-se em alguns casos a ambiguidade apontada por Griffin, 1998, quanto à apresentação dos resultados de aceleração ponderada nos eixos x e y , não sendo apontado pelos autores se os resultados haviam sido multiplicados pelo fator de 1,4 previsto na norma ISO 2631-1 (1997).

