

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**Escola de Engenharia**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

Rodrigo Pessoa Linhares Oliveira

**ANÁLISE DINÂMICA DE CAMINHÃO DE MINÉRIO UTILIZANDO MODELO DE  
PARÂMETROS DISCRETOS E OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO**

Belo Horizonte  
2024

Rodrigo Pessoa Linhares Oliveira

**ANÁLISE DINÂMICA DE CAMINHÃO DE MINÉRIO UTILIZANDO MODELO DE  
PARÂMETROS DISCRETOS E OTIMIZAÇÃO MULTIOBJETIVO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria

Belo Horizonte

2024

O48a	<p>Oliveira, Rodrigo Pessoa Linhares.  Análise dinâmica de caminhão de minério utilizando modelo de parâmetros discretos e otimização multiobjetivo [recurso eletrônico] / Rodrigo Pessoa Linhares Oliveira. – 2024.</p> <p>1 recurso online (110 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Marco Túlio Corrêa de Faria.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Apêndices: f. 108-110.</p> <p>Bibliografia: f. 103-107.  Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Otimização multiobjetivo - Teses. 3. Caminhões - Teses. 4. Minérios - Transporte - Teses. I. Faria, Marco Túlio Corrêa de. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621(043)</p>
------	---



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
ESCOLA DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

**ANÁLISE DINÂMICA DE CAMINHÃO DE MINÉRIO UTILIZANDO  
MODELO DE PARÂMETROS DISCRETOS E OTIMIZAÇÃO  
MULTIOBJETIVO**

**RODRIGO PESSOA LINHARES OLIVEIRA**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Prof. Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Prof. Dr. Ricardo Poley (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Projeto e Sistemas".

Dissertação aprovada no dia 24 de maio de 2024.



Documento assinado eletronicamente por **Marco Tulio Correa de Faria, Professor do Magistério Superior**, em 28/05/2024, às 12:35, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabrício Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 29/05/2024, às 14:17, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Poley Martins Ferreira, Professor do Magistério Superior**, em 30/05/2024, às 00:22, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Juan Carlos Horta Gutierrez, Professor do Magistério Superior**, em 30/05/2024, às 09:25, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://sei.ufmg.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador 3266133 e o código CRC 166E9A35.

*Em memória de Dirceu José Alves e Irnério  
Linhares.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus.

À minha família.

Aos amigos.

Ao orientador professor Marco Túlio Corrêa de Faria.

Ao grupo envolvido neste projeto de pesquisa e desenvolvimento, em especial aos colegas Álvaro Estanislau Dantas, Caio de Assis Machovsky Mendes e Raul Victor Campos Luz.

Aos amigos da Kot Engenharia.

Aos colegas da banca.

À Vale SA, na pessoa do engenheiro Osmar Leal, pelo apoio financeiro para a realização deste trabalho, por meio do projeto P&D&I FCO-Vale-UFMG 2010.

À Sotreq, na pessoa do engenheiro Maxuel Teixeira.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

## RESUMO

Caminhões de transporte de minério são frequentemente expostos a níveis elevados de vibração, o que pode comprometer o conforto de condução e a saúde dos operadores. Estudos voltados para ampliar o conhecimento acerca do comportamento dinâmico desses caminhões são cruciais para identificar parâmetros que impactam tanto o conforto de condução quanto a dirigibilidade do veículo. Este estudo desenvolve, primeiramente, um modelo dinâmico de parâmetros discretos com dez graus de liberdade do caminhão CAT 775, fabricado pela Caterpillar, para avaliação da influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática, da qualidade da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico do caminhão. As principais fontes de excitação do modelo baseiam-se em funções aleatórias associadas à qualidade da estrada. Dados experimentais de pressão do gás das quatro suspensões são comparados com os resultados do modelo para validação. Em seguida, o estudo da influência dos parâmetros da suspensão é realizado por meio da análise paramétrica e de otimização multiobjetivo via algoritmo genético, considerando como funções objetivo a aceleração vertical da cabine e os ângulos de movimentação do chassi durante as manobras, de forma a avaliar o compromisso entre variáveis associadas ao conforto de condução e à dirigibilidade. Oito parâmetros são avaliados. Na sequência, uma análise para avaliar a influência da rugosidade da estrada e da velocidade de transporte na vibração da cabine é realizada considerando diferentes perfis de estrada e diferentes velocidades. Os resultados indicam que os parâmetros da suspensão hidropneumática, especialmente aqueles relacionados à rigidez da suspensão, têm uma influência considerável no comportamento dinâmico do caminhão. Os resultados para os parâmetros originais estão próximos do ponto ótimo ao avaliar a aceleração vertical da cabine separadamente, não sendo esperado uma redução significativa nos níveis de vibração, seja por ajustes de campo ou alterações no projeto da suspensão. No entanto, seria possível reduzir a movimentação do chassi durante as manobras, que está relacionada com a dirigibilidade do veículo. Por fim, os resultados indicam que a influência da rugosidade da estrada e da velocidade do caminhão na vibração da cabine é consideravelmente superior à influência dos parâmetros da suspensão, reforçando a importância de manter as estradas de minas com boa qualidade e limitar a velocidade máxima do caminhão em estradas de baixa qualidade.

Palavras-chave: caminhão de minério; dinâmica multicorpos; parâmetros discretos; dinâmica veicular; conforto de condução; suspensão hidropneumática; otimização multiobjetivo.

## ABSTRACT

Haul trucks are usually subjected to high levels of vibration, which can compromise the drive ride comfort and health. Studies aimed at expanding knowledge about the dynamic behavior of these trucks are crucial to identifying parameters that impact both ride comfort and vehicle handling. Firstly, this study develops a ten degree of freedom lumped mass model of the Caterpillar truck CAT 775 to assess the influence of hydropneumatic suspension parameters, road quality, and transport speed on the truck dynamic behavior. The source of vibration is based on standardized random functions associated with the road pavement quality. Suspension gas pressure experimental data are compared with model results for validation. Secondly, the study of suspension parameter influence is conducted through parametric analysis and multiobjective optimization using genetic algorithm, with the cabin vertical acceleration and the chassis movement angles during maneuvers as objective functions to evaluate the trade-off among the physical entities associated with the ride comfort and the vehicle handling. Eight parameters are evaluated. Next, influence analysis, considering different road profiles and speeds, are performed to assess the influence of road roughness and speed on cabin vibration. The results indicate that hydropneumatic suspension parameters, especially those related to suspension stiffness, significantly influence the dynamic behavior of the CAT 775 truck. The results for the original parameters are close to the optimal point when evaluating cabin acceleration separately, with no significant reduction in vibration levels expected, either through field adjustments or suspension design changes. However, reducing chassis movement during maneuvers, related to vehicle handling, could be possible. Ultimately, the results emphasize that the influence of road roughness and truck speed on cabin vibration is considerably greater than the influence of suspension parameters, underscoring the importance of maintaining high-quality mine roads and limiting the truck's maximum speed on low-quality roads.

Keywords: haul truck; multibody dynamics; lumped mass model; vehicle dynamics; ride comfort; hydropneumatic suspension; multiobjective optimization.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 – Transmissibilidade do veículo no domínio da frequência para os diferentes tipos de excitação. ....	23
Figura 2-2 – Modos de vibração do caminhão rodoviário obtidos a partir do modelo com 7 graus de liberdade elaborado por Oliva <i>et al.</i> (2013). ....	24
Figura 2-3 – Exemplo da medição em uma pista da densidade espectral de potência de deslocamento em função da frequência espacial. ....	27
Figura 2-4 – Classificação da pista a partir da densidade espectral de potência de deslocamento em função da frequência espacial. ....	28
Figura 2-5 – Densidade espectral de potência da pista em função da frequência temporal (elevação, velocidade e aceleração). ....	29
Figura 2-6 – Perfis de pista considerados por Agostinacchio, Ciampa e Olita (2014). ....	30
Figura 2-7 – Comparações entre as considerações de perfis de pista nas rodas adotadas no modelo tridimensional apresentadas por Oliva <i>et al.</i> (2013). ....	31
Figura 2-8 – Função de coerência para diferentes distâncias entre perfis paralelos. ....	32
Figura 2-9 – Pares de perfis paralelos para as distâncias de 0,1 m (a), 2,0 m (b) e 4,0 m (c). .	32
Figura 2-10 – Comparação do gráfico de força por deslocamento entre suspensão convencional e hidropneumática. ....	36
Figura 2-11 – Configuração interna do tipo de suspensão hidropneumática mais comum em caminhões de minério. ....	38
Figura 2-12 – Curvas de pressão por razão de compressão para diferentes valores do índice politrópico. ....	41
Figura 3-1 – Fluxograma do procedimento de desenvolvimento, validação e análise. ....	45
Figura 3-2 – Diagrama de corpo livre do modelo com dez graus de liberdade. ....	46
Figura 3-3 – Representação esquemática do eixo dianteiro. ....	47
Figura 3-4 – Representação esquemática do eixo traseiro. ....	49
Figura 3-5 – Representação esquemática do chassi. ....	51
Figura 3-6 – Representação esquemática da cabine. ....	54
Figura 3-7 – Desenho esquemático em três vistas do caminhão CAT 775. ....	56
Figura 3-8 – Desenho esquemático em quatro vistas das posições dos centros de massa e das principais dimensões do modelo do caminhão sem carga. ....	56
Figura 3-9 – Desenho esquemático em quatro vistas das posições dos centros de massa e das principais dimensões do modelo do caminhão com carga. ....	57

Figura 3-10 – Representação esquemática da suspensão (áreas e pressões). .....	60
Figura 3-11 – Desenho esquemático e fotografias da suspensão dianteira. ....	64
Figura 3-12 – Desenho esquemático e fotografias da suspensão traseira.....	64
Figura 3-13 – Curvas de rigidez e amortecimento das suspensões (parâmetros de projeto)...	66
Figura 3-14 – Momentos laterais e longitudinais aplicados no chassi para representar as manobras do caminhão. ....	69
Figura 3-15 – Localização dos sensores de pressão nos cilindros das suspensões.....	72
Figura 4-1 – Perfis da pista para a condição descarregado utilizados nas análises de sensibilidade do método de solução ( $Gdn0 = 2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 30 km/h).....	79
Figura 4-2 – Perfis da pista para a condição carregado utilizados nas análises de sensibilidade do método de solução ( $Gdn0 = 2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 20 km/h). ....	79
Figura 4-3 – Comparações entre os resultados obtidos pelos diferentes métodos de solução. ....	80
Figura 4-4 – Análise de sensibilidade do passo fixo considerando o método ode3. ....	81
Figura 4-5 – Comparação da resposta do modelo dinâmico considerando diferentes valores para o coeficiente de amortecimento do pneu. ....	82
Figura 4-6 – Perfis da pista para a condição descarregado utilizados nas análises de validação do modelo ( $Gdn0 = 2000 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 30 km/h).....	83
Figura 4-7 – Perfis da pista para a condição carregado utilizados nas análises de validação do modelo ( $Gdn0 = 2000 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 20 km/h).....	84
Figura 4-8 – Comparação entre os resultados experimentais e previstos para a pressão do gás das quatro suspensões na condição descarregado.....	84
Figura 4-9 – Comparação entre os resultados experimentais e previstos para a pressão do gás das quatro suspensões na condição carregado.....	85
Figura 4-10 – Resultados de referência considerando as pistas V1 e C1. ....	87
Figura 4-11 – Resultados de referência considerando as pistas V4 e C4. ....	87
Figura 4-12 – Resultados de referência considerando as pistas V7 e C7. ....	88
Figura 4-13 – Curvas de rigidez das suspensões em função do tempo e do deslocamento para a condição descarregado considerando a pista V7. ....	89
Figura 4-14 – Curvas de rigidez das suspensões em função do tempo e do deslocamento para a condição carregado considerando a pista C7.....	89
Figura 4-15 – Autovetores normalizados para a condição descarregado. ....	91
Figura 4-16 – Autovetores normalizados para a condição carregado. ....	91
Figura 4-17 – Densidades espectrais de potência das acelerações obtidas pelo modelo dinâmico para a condição descarregado (pista V7). ....	92

Figura 4-18 – Densidades espectrais de potência das acelerações obtidas pelo modelo dinâmico para a condição carregado (pista C7). .....	93
Figura 4-19 – Análise paramétrica das suspensões dianteiras ( $Pg0f$ , $Vg0f$ , $Dbf$ e $Ddvf$ ) e traseiras ( $Pg0r$ , $Vg0r$ , $Dbr$ e $Ddvr$ ). .....	94
Figura 4-20 – Fronteira de Pareto com os pontos de interesse em destaque. ....	96
Figura 4-21 – Comparações de aceleração vertical da cabine e ângulos de rolagem e arfagem do chassi (ponto R e ponto A). ....	98
Figura 4-22 – Comparações de aceleração vertical da cabine e ângulos de rolagem e arfagem do chassi (ponto R e ponto O). ....	98
Figura 4-23 – RMS da aceleração vertical da cabine em função da qualidade da estrada para quatro diferentes velocidades do caminhão. ....	99
Figura A-1 – Perfis para a condição descarregado V1 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $Gdn0 = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 30 km/h). ....	108
Figura A-2 – Perfis para a condição carregado C1 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $Gdn0 = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 20 km/h). ....	108
Figura A-3 – Perfis para a condição descarregado V4 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $Gdn0 = 512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 30 km/h). ....	109
Figura A-4 – Perfis para a condição carregado C4 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $Gdn0 = 512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 20 km/h). ....	109
Figura A-5 – Perfis para a condição descarregado V7 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $Gdn0 = 2058 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 30 km/h). ....	110
Figura A-6 – Perfis para a condição carregado C7 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $Gdn0 = 2058 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e 20 km/h). ....	110

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 – Grau de rugosidade para diferentes classes de estrada .....	28
Tabela 3-1 – Comparativo das massas e da distribuição de massas entre os eixos do caminhão CAT 775 para as condições descarregado e carregado. ....	57
Tabela 3-2 – Parâmetros considerados no modelo. ....	58
Tabela 3-3 – Parâmetros de projeto das suspensões dianteira e traseira (CAT 775).....	65
Tabela 3-4 – Opções de métodos explícitos e implícitos contínuos de passo fixo.....	70
Tabela 3-5 – Nomenclatura adotada para os 18 perfis de pista gerados.....	73
Tabela 4-1 – Comparações entre os resultados obtidos pelos métodos de solução avaliados..	80
Tabela 4-2 – Comparação entre os resultados experimentais (“Exper.”) e previstos pelo modelo (“Mod.”) para a condição descarregado. ....	85
Tabela 4-3 – Comparação entre os resultados experimentais (“Exper.”) e previstos pelo modelo (“Mod.”) para a condição carregado.....	85
Tabela 4-4 – Raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine e dos ângulos de rolagem e arfagem do chassi (resultados de referência). ....	86
Tabela 4-5 – Rigidez média das suspensões dianteiras ( $ks1$ e $ks2$ ) e traseiras ( $ks3$ e $ks4$ ) para as condições descarregado (V1, V4 e V7) e carregado (C1, C4 e C7).....	88
Tabela 4-6 – Frequências naturais calculadas para as condições descarregado e carregado. ...	90
Tabela 4-7 – Resumo dos resultados obtidos para os pontos de interesse. ....	96
Tabela 4-8 – Diferenças percentuais dos pontos de interesse em relação ao ponto R. ....	97

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	<i>Computacional Fluid Dynamic</i> (Dinâmica de Fluidos Computacional)
HPS	<i>Hydropneumatic Suspension</i> (Suspensão Hidropneumática)
ISO	<i>International Standardization Organization</i>
PSD	<i>Power Spectral Density</i> (Densidade Espectral de Potência)
RMS	<i>Root Mean Square</i> (Raiz Média Quadrática)

## LISTA DE SÍMBOLOS

$n, n_i$	Frequência espacial do perfil da estrada
$n_0$	Frequência espacial de referência do perfil da estrada
$\lambda$	Comprimento de onda do perfil da estrada
$N$	Quantidade de frequências espaciais consideradas para gerar o perfil da estrada
$n_{min}$	Frequência espacial mínima considerada para gerar o perfil da estrada
$n_{max}$	Frequência espacial máxima considerada para gerar o perfil da estrada
$\Delta n$	Incremento de variação da frequência espacial para gerar o perfil da estrada
$G_d(n)$	Densidade espectral de potência de deslocamento para a frequência $n$
$G_d(n_i)$	Densidade espectral de potência de deslocamento para a frequência $n_i$
$G_d(n_0)$	Densidade espectral de potência de deslocamento para a freq. de referência $n_0$
$G_{dx}(n)$	Densidade espectral de potência de deslocamento cruzada para a frequência $n$
$G_{dx}(n_i)$	Densidade espectral de potência de deslocamento cruzada para a frequência $n_i$
$g(n)$	Função de coerência entre perfis de estrada paralelos
$w$	Expoente da PSD ajustado
$x_d$	Vetor deslocamento do caminhão considerado para gerar o perfil da estrada
$\alpha_i, \beta_i$	Fase aleatória da função harmônica considerada para gerar o perfil da estrada
$q(x)$	Perfil da estrada gerado
$q_2(x)$	Perfil da estrada gerado paralelo a $q(x)$
$F_{susp}$	Força da suspensão hidropneumática
$F_{gas}$	Força da mola da suspensão hidropneumática
$F_{oleo}$	Força de amortecimento da suspensão hidropneumática
$D_1$	Diâmetro interno do cilindro da suspensão
$D_H$	Diâmetro externo da haste da suspensão
$A_1$	Área do pistão da suspensão
$A_H$	Área da haste da suspensão
$A_2$	Área da câmara anular da suspensão
$P_1$	Pressão na câmara principal da suspensão
$P_{1g}$	Pressão do gás na câmara principal da suspensão
$P_{1o}$	Pressão do óleo na câmara principal da suspensão
$P_2$	Pressão do óleo na câmara anular da suspensão
$\Delta P$	Diferença de pressão entre as duas câmaras da suspensão
$P_{g0}$	Pressão inicial do gás da suspensão
$P_{gt}$	Pressão do gás da suspensão em um instante qualquer
$V_{g0}$	Volume inicial do gás da suspensão
$V_{gt}$	Volume do gás da suspensão em um instante qualquer
$r$	Índice politrópico do gás da suspensão
$\gamma_{ad}$	Índice adiabático do gás da suspensão
$x_s$	Deslocamento da suspensão
$\dot{x}_s$	Velocidade de deslocamento da suspensão
$x_{s,max}$	Máximo curso da suspensão
$x_{s,maxf}$	Máximo curso da suspensão dianteira
$x_{s,maxr}$	Máximo curso da suspensão traseira
$x_{s,minf}$	Mínimo curso da suspensão dianteira

$x_{s\_minr}$	Mínimo curso da suspensão traseira
$Q_{res}$	Vazão de um fluido através de um orifício (resistor de fluxo)
$A_r$	Área da seção do orifício (resistor de fluxo)
$C_d$	Coefficiente de descarga do orifício (resistor de fluxo)
$\Delta P_{res}$	Diferença de pressão no orifício (resistor de fluxo)
$\rho$	Densidade mássica do óleo
$\Delta P_{dv}$	Diferença de pressão na válvula de amortecimento da suspensão
$\Delta P_{cv}$	Diferença de pressão na válvula de retenção da suspensão
$Q_{dv}$	Vazão do fluido na válvula de amortecimento da suspensão
$Q_{cv}$	Vazão do fluido na válvula de retenção da suspensão
$Q_t$	Vazão total de fluido entre as câmaras da suspensão
$q_{dv}$	Quantidade de válvulas de amortecimento da suspensão
$q_{cv}$	Quantidade de válvulas de retenção da suspensão
$C_{d_{dv}}$	Coefficiente de descarga da válvula de amortecimento da suspensão
$C_{d_{cv}}$	Coefficiente de descarga da válvula de retenção da suspensão
$A_{dv}$	Área da válvula de amortecimento da suspensão
$A_{cv}$	Área da válvula de retenção da suspensão
$D_{cv\_max}$	Diâmetro maior da válvula de retenção
$D_{cv\_min}$	Diâmetro menor da válvula de retenção
$D_b$	Diâmetro da esfera da válvula de retenção
$D_{dv}$	Diâmetro do orifício da válvula de amortecimento
$P_{g0f}$	Pressão inicial do gás na suspensão dianteira
$P_{g0r}$	Pressão inicial do gás na suspensão traseira
$V_{g0f}$	Volume inicial do gás na suspensão dianteira
$V_{g0r}$	Volume inicial do gás na suspensão traseira
$D_{bf}$	Diâmetro da esfera da válvula de retenção da suspensão dianteira
$D_{br}$	Diâmetro da esfera da válvula de retenção da suspensão traseira
$D_{dvf}$	Diâmetro do orifício da válvula de amortecimento da suspensão dianteira
$D_{dvr}$	Diâmetro do orifício da válvula de amortecimento da suspensão traseira
$g$	Aceleração da gravidade
$q_i$	Deslocamento vertical da estrada aplicado no pneu $i$ , sendo $i = 1,2,3,4,5$ ou $6$
$z_{af1}$	Deslocamento vertical do centro de massa do eixo dianteiro esquerdo
$z_{af2}$	Deslocamento vertical do centro de massa do eixo dianteiro direito
$z_{ar}$	Deslocamento vertical do centro de massa do eixo traseiro
$z_{ari}$	Deslocamento vertical do ponto de fixação da roda $i$ no eixo traseiro, sendo $i = 3,4,5$ ou $6$
$z_{ari}'$	Deslocamento vertical do ponto de fixação da suspensão $i$ no eixo traseiro, sendo $i = 3$ ou $4$
$\theta_{ar}$	Deslocamento angular do eixo traseiro em torno do eixo longitudinal
$z_b$	Deslocamento vertical do centro de massa do chassi
$z_{bi}$	Deslocamento vertical do ponto de fixação da suspensão hidropneumática $i$ no chassi, sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$z_{bi}'$	Deslocamento vertical do ponto de fixação da suspensão da cabine $i$ no chassi, sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$\varphi_b$	Deslocamento angular do chassi em torno do eixo lateral
$\theta_b$	Deslocamento angular do chassi em torno do eixo longitudinal
$z_c$	Deslocamento vertical do centro de massa da cabine

$z_{ci}$	Deslocamento vertical do ponto de fixação da suspensão da cabine $i$ na cabine, sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$\varphi_c$	Deslocamento angular da cabine em torno do eixo lateral
$\theta_c$	Deslocamento angular da cabine em torno do eixo longitudinal
$m_{af_1}$	Massa do eixo dianteiro esquerdo
$m_{af_2}$	Massa do eixo dianteiro direito
$m_{ar}$	Massa do eixo traseiro
$I_{arx}$	Inércia do eixo traseiro em torno do eixo longitudinal
$m_b$	Massa do conjunto chassi, caçamba e material
$I_{bx}$	Inércia do chassi em torno do eixo longitudinal
$I_{by}$	Inércia do chassi em torno do eixo lateral
$m_c$	Massa da cabine
$I_{cx}$	Inércia da cabine em torno do eixo longitudinal
$I_{cy}$	Inércia da cabine em torno do eixo lateral
$k_{ti}$	Coefficiente de rigidez do pneu $i$ , sendo $i = 1,2,3,4,5$ ou $6$
$c_{ti}$	Coefficiente de amortecimento do pneu $i$ , sendo $i = 1,2,3,4,5$ ou $6$
$k_{si}$	Coefficiente de rigidez da suspensão $i$ , sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$c_{si}$	Coefficiente de amortecimento da suspensão $i$ , sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$k_{ci}$	Coefficiente de rigidez da suspensão $i$ da cabine, sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$c_{ci}$	Coefficiente de amortecimento da suspensão $i$ da cabine, sendo $i = 1,2,3$ ou $4$
$L_{a1}$	Distância longitudinal do eixo traseiro ao pino de articulação
$L_{a2}$	Distância longitudinal dos pontos de fixação das suspensões traseiras ao pino de articulação
$B_i$	Distâncias transversais dos pontos de fixação das rodas traseiras ao centro de massa do eixo traseiro, sendo $i = 3,4,5$ ou $6$
$B_j$	Distâncias transversais dos pontos de fixação das suspensões traseiras ao centro de massa do eixo traseiro, sendo $j = 7$ ou $8$
$B_k$	Distâncias transversais dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas no chassi ao centro de massa do chassi, sendo $k = 9, 10, 11$ ou $12$
$B_l$	Distâncias transversais dos pontos de fixação das suspensões da cabine no chassi ao centro de massa do chassi, sendo $l = 13, 14, 15$ ou $16$
$B_m$	Distâncias transversais dos pontos de fixação das suspensões da cabine na cabine ao centro de massa da cabine, sendo $m = 21, 22, 23$ ou $24$
$L_i$	Distâncias longitudinais dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas no chassi ao centro de massa do chassi, sendo $i = 1, 2, 3$ ou $4$
$L_j$	Distâncias longitudinais dos pontos de fixação das suspensões da cabine no chassi ao centro de massa do chassi, sendo $j = 5, 6, 7$ ou $8$
$L_k$	Distâncias longitudinais dos pontos de fixação das suspensões da cabine na cabine ao centro de massa da cabine, sendo $k = 13, 14, 15$ ou $16$
$M_{x\_ext}$	Momento de rolagem aplicado no chassi
$M_{y\_ext}$	Momento de arfagem aplicado no chassi
$a_y$	Aceleração lateral atuante no caminhão
$a_x$	Aceleração longitudinal atuante no caminhão
$m_s$	Massa suspensa do caminhão
$h_{cg\_cr}$	Distância vertical do eixo de rolagem da suspensão ao centro de gravidade das massas suspensas do caminhão
$h_{cg}$	Altura do centro de gravidade das massas suspensas do caminhão

# SUMÁRIO

<b>1.0</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>18</b>
1.1	Objetivos	20
<b>2.0</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>21</b>
2.1	Modelos de dinâmica veicular vertical	21
2.1.1	Modelagem simplificada e transmissibilidade	22
2.1.2	Modelos multicorpos de veículos pesados	23
2.2	Excitação da estrada	26
2.2.1	Condições das estradas de transporte para caminhões de minério	26
2.2.2	Caracterização da estrada pela densidade espectral de potência	27
2.2.3	Perfil de deslocamento vertical da estrada aplicado em modelos dinâmicos	30
2.3	Percepção e tolerância às vibrações	33
2.4	Dirigibilidade	34
2.5	Suspensão hidropneumática	34
2.5.1	Introdução ao sistema de suspensão hidropneumática	34
2.5.2	Configurações da suspensão hidropneumática	37
2.5.3	Rigidez da suspensão	39
2.5.4	Amortecimento da suspensão	42
2.6	Otimização aplicada a dinâmica veicular	43
2.6.1	Otimização multiobjetivo via algoritmo genético	43
2.6.2	Aplicações de algoritmos de otimização na dinâmica veicular	43
<b>3.0</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>45</b>
3.1	Modelo dinâmico de parâmetro discretos do caminhão CAT 775	46
3.1.1	Equações de movimento do modelo	47
3.1.2	Geometria e dados do caminhão	55
3.1.3	Modelagem da suspensão hidropneumática	59
3.1.4	Excitações aplicadas no modelo (perfil da estrada e manobras)	66
3.1.5	Diagrama de blocos e métodos numéricos de solução	69
3.1.6	Coefficiente de amortecimento do pneu e atenuação da resposta do modelo	71
3.2	Validação do modelo a partir de resultados experimentais	72
3.3	Análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática	73
3.3.1	Perfis de pista considerados	73

3.3.2 Resultados de referência	74
3.3.3 Análise paramétrica da suspensão hidropneumática	74
3.3.4 Otimização multiobjetivo da suspensão hidropneumática	75
3.4 Análises de influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão	77
<b>4.0 RESULTADOS</b>	<b>78</b>
4.1 Configurações preliminares do modelo dinâmico	78
4.1.1 Análise de sensibilidade dos métodos numéricos de solução	78
4.1.2 Coeficiente de amortecimento do pneu e atenuação da resposta do modelo	82
4.2 Validação do modelo a partir de resultados experimentais	83
4.3 Análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática	86
4.3.1 Resultados de referência	86
4.3.2 Análise paramétrica da suspensão hidropneumática	93
4.3.3 Otimização multiobjetivo da suspensão hidropneumática	95
4.4 Análises de influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão	99
<b>5.0 CONCLUSÕES</b>	<b>100</b>
5.1 Trabalhos futuros	102
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>103</b>
<b>APÊNDICE A – Perfis da pista utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática</b>	<b>108</b>

## 1.0 INTRODUÇÃO

A mineração tem participação fundamental na economia brasileira e corresponde a uma parcela significativa de toda a riqueza produzida no país. Para atingir esse patamar, é fundamental que o transporte e tratamento do minério sejam eficientes. Os caminhões de minério atuam principalmente nas primeiras etapas do manuseio, transportando o material das regiões de extração até as instalações de processamento. A redução do tempo de ciclo do caminhão nessa etapa é de interesse das mineradoras para garantir a eficiência das operações.

Neste contexto, um problema enfrentado pelas empresas de mineração tem sido a exposição dos operadores dos caminhões de minério a níveis de vibração de corpo inteiro acima dos valores recomendados pelas normas de saúde ocupacional, acarretando a redução da quantidade de horas que um operador pode operar o equipamento, bem como o afastamento dos operadores devido a problemas de saúde. Esses problemas levaram à implementação de padrões mais rigorosos em relação aos níveis de vibração de corpo inteiro para operadores desses veículos. No Brasil, recentes regulamentações de saúde ocupacional estabeleceram níveis toleráveis de vibração para motoristas de veículos pesados, exigindo o monitoramento e o controle aprimorados dos níveis de vibração (BRASIL, 2021).

Estudos destinados à ampliação do conhecimento acerca das diversas fontes de vibração em caminhões de minérios são vitais para a identificação de parâmetros tanto dos subsistemas mecânicos desses caminhões (suspensão, chassi e assento) quanto da qualidade do pavimento de estradas de minas que tenham influência sobre os níveis de vibração da cabine do operador.

Recentemente, têm sido realizadas diversas pesquisas sobre sistemas eficientes de suspensão veicular para a atenuação das vibrações transmitidas à cabine do operador de caminhões de minério. Dentre esses estudos tem se destacado o desenvolvimento de tecnologias hidropneumáticas. Os parâmetros da suspensão hidropneumática influenciam diretamente nos coeficientes de rigidez e amortecimento do sistema e podem ser ajustados de forma a melhorar o desempenho da suspensão sob diferentes condições operacionais.

O presente trabalho investiga a influência dos principais parâmetros do sistema de suspensão hidropneumática, das condições da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico do caminhão utilizando um modelo computacional desenvolvido com base nas teorias de dinâmica multicorpos. O caminhão utilizado no estudo é o modelo CAT 775, fabricado pela Caterpillar, que tem uma capacidade de carga de 64 toneladas e é bastante utilizado pelas mineradoras.

Primeiramente, um modelo do caminhão com dez graus de liberdade baseado no modelo de parâmetros discretos proposto por Long *et al.* (2021) é desenvolvido e resolvido utilizando a técnica de diagrama de blocos disponível no MATLAB/SIMULINK (THE MATHWORKS INC., 2023). Equações não lineares para rigidez e amortecimento são estabelecidas para obter as forças da suspensão hidropneumática. As principais fontes de excitação do modelo baseiam-se em funções aleatórias associadas à qualidade da estrada. O modelo é validado comparando os resultados experimentais de pressão do gás das quatro suspensões com os resultados previstos pelo modelo.

Em seguida, a partir do modelo validado é realizado o estudo da influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática no comportamento dinâmico do caminhão por meio da análise paramétrica e da otimização multiobjetivo via algoritmo genético. De forma a avaliar o compromisso entre conforto de condução (“*ride comfort*”) e dirigibilidade (“*vehicle handling*”), são consideradas como funções objetivo a aceleração vertical da cabine e os ângulos de rolagem e arfagem do chassi durante as manobras. Oito parâmetros (quatro para cada eixo) são considerados nas análises paramétricas e de otimização: pressão inicial do gás, volume inicial do gás, diâmetro da esfera da válvula de retenção e diâmetro do orifício da válvula de amortecimento.

Por fim, é avaliada a influência da rugosidade da estrada e da velocidade do caminhão sobre os níveis de vibração da cabine. Com base no modelo validado, diversas análises considerando diferentes perfis de estrada e velocidade do caminhão são realizadas, sendo possível correlacioná-los aos níveis de vibração da cabine.

Dado o contexto de problemas de saúde e de afastamentos devido às vibrações elevadas na cabine do operador de caminhões de minério, este estudo tem a relevância de apresentar a influência dos principais parâmetros da suspensão hidropneumática sob o comportamento dinâmico do caminhão, podendo gerar informações técnica relevantes para guiar o ajuste e o monitoramento dos parâmetros em campo, bem como para a avaliação dos parâmetros de projeto adotados pelo fabricante do caminhão. O entendimento de como a rugosidade da estrada e a velocidade de transporte afetam os níveis de vibração da cabine também é de grande relevância no contexto do problema relatado.

O procedimento proposto neste trabalho para estudar o comportamento dinâmico do caminhão, baseado nas teorias de dinâmica multicorpos e em análises paramétricas e de otimização multiobjetivo, pode ser aplicado também a outros veículos de carga similares, não apenas para caminhões da indústria mineradora.

## 1.1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo geral avaliar a influência dos principais parâmetros do sistema de suspensão hidropneumática, da rugosidade da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico do caminhão de minério CAT 775, especialmente sobre o conforto de condução, avaliado pela aceleração vertical da cabine, e sobre a dirigibilidade, avaliada pelos ângulos de rolagem e arfagem do chassi durante as manobras. Além disso o trabalho tem os seguintes objetivos específicos:

- Implementar modelo dinâmico de parâmetros discretos de caminhão de minério incluindo o sistema de suspensão hidropneumática de forma que seja possível avaliar os efeitos dos parâmetros da suspensão no comportamento dinâmico do veículo;
- Realizar a validação do modelo por meio da comparação de sua resposta dinâmica com resultados experimentais;
- Implementar ferramenta para análise paramétrica da suspensão hidropneumática, avaliando a influência dos parâmetros na vibração da cabine e no comportamento dinâmico do caminhão;
- Implementar ferramenta de otimização numérica que busque minimizar a vibração da cabine do operador, sem comprometer a movimentação do chassi, para encontrar os valores ideais para os principais parâmetros da suspensão;
- Implementar ferramenta que permita realizar diversas avaliações dos níveis de vibração da cabine considerando diferentes níveis de rugosidade do pavimento, bem como diferentes velocidades de transporte do caminhão.

## 2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo é apresentada uma breve revisão da literatura técnica sobre dinâmica veicular com foco em veículos de carga. O estudo da dinâmica de veículos normalmente é dividido em três áreas: dinâmica vertical, dinâmica lateral e dinâmica longitudinal. Cada área estuda diferentes aspectos do comportamento do veículo e apresenta estudos específicos com objetivos distintos. A dinâmica vertical trata das forças e movimentos verticais, incluindo a interação entre o veículo e a estrada, sendo essencial para o conforto dos ocupantes. Por outro lado, a dinâmica lateral concentra-se na capacidade do veículo de realizar curvas e manobras, avaliando a estabilidade, aderência e capacidade de resposta em situações de mudança de direção. Já a dinâmica longitudinal aborda a aceleração, frenagem e desempenho ao longo do eixo longitudinal. Cada área de estudo oferece perspectivas distintas sobre o comportamento veicular, exigindo diferentes abordagens e compromissos na busca por melhorias no desempenho, segurança e conforto.

Este capítulo apresenta a revisão das áreas da dinâmica veicular mais relevantes para a execução deste trabalho e está dividido em seis seções. Inicialmente é apresentada a revisão sobre modelos dinâmicos para estudar o conforto de condução (dinâmica vertical). São citadas algumas referências de estudos em que modelos de caminhões são elaborados. Na sequência são apresentadas as revisões sobre perfis de estradas, utilizados como excitação para os modelos dinâmicos, e percepção e tolerância às vibrações, que são aspectos importantes no estudo da dinâmica veicular vertical. A revisão sobre dirigibilidade (dinâmica lateral e longitudinal) é apresentada em seguida.

Na quinta seção, é apresentada uma revisão sobre suspensão hidropneumática, que é normalmente aplicada em caminhões de minério. São referenciados estudos de diferentes autores que contribuíram com análises e pesquisas sobre esse tipo de suspensão. Por fim, é apresentada uma breve revisão sobre otimização aplicada a modelos dinâmicos de veículos que utilizam, normalmente, a técnica de algoritmos genéticos.

### 2.1 Modelos de dinâmica veicular vertical

Veículos transmitem vibrações táteis, visuais e auditivas aos ocupantes, sendo chamado de conforto de condução (“*ride comfort*”) no caso das duas primeiras e ruído no caso da última.

As vibrações são divididas por faixa de frequência em conforto de condução (0 a 25 Hz) e ruído (25 a 20.000 Hz). O estudo das vibrações de baixa frequência (conforto de condução) é crucial na dinâmica veicular vertical, representando o comportamento comum dos veículos com pneus de borracha. O veículo reage a entradas de excitação exibindo vibrações determinadas pelas suas propriedades de resposta, impactando a percepção dos passageiros. Portanto, a compreensão do conforto de condução envolve a análise das fontes de excitação, mecânica da resposta do veículo e percepção humana das vibrações (GILLESPIE, 1992).

Existem várias fontes pelas quais as vibrações do conforto de condução podem ser excitadas. Essas se dividem em duas classes: rugosidade da estrada e fontes internas. As fontes internas surgem a partir de componentes rotativos, incluindo os conjuntos pneu/roda, a linha de transmissão e o motor (GILLESPIE, 1992).

No estudo da dinâmica veicular vertical, principalmente voltado para a avaliação da resposta dinâmica do veículo à excitação da estrada, a complexidade do modelo pode variar de acordo com os objetivos das análises desde um modelo simplificado de um quarto de veículo até um modelo mais completo que envolve os movimentos de arfagem e rolagem do veículo.

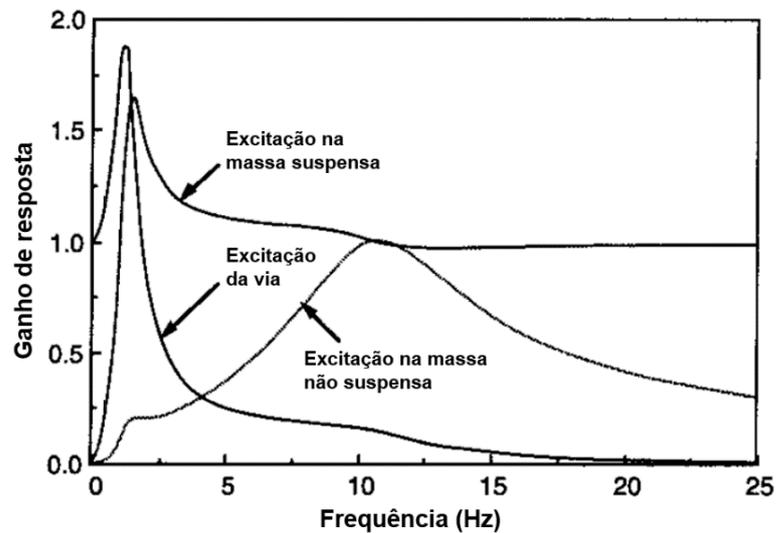
### 2.1.1 Modelagem simplificada e transmissibilidade

A resposta dinâmica de um veículo pode ser prevista pelo modelo simplificado de um quarto de veículo usando equações diferenciais e algébricas que descrevem o equilíbrio dinâmico em um instante de tempo (GILLESPIE, 1992). Essas equações, conhecidas como equações do movimento, podem ser obtidas escrevendo a Segunda Lei de Newton para as massas suspensa e não suspensa. As equações do movimento são resolvidas analítica ou numericamente para prever como as variáveis do sistema variam com o tempo em resposta as entradas. As respostas do modelo são interpretadas da mesma forma que as respostas medidas experimentalmente. Contudo, a interpretação direta de históricos de tempo muitas vezes é difícil, seja os dados obtidos a partir de testes ou simulados por computador. A transformação desses históricos de tempo no domínio da frequência é um método útil para visualizar o conteúdo de frequência, especialmente quando as vibrações são essencialmente aleatórias. O domínio da frequência também é útil para identificar ressonâncias modais em um sistema dinâmico. A transformação é realizada pela transformada de Fourier (SAYERS, 1988).

A Figura 2-1 apresenta a transmissibilidade do veículo no domínio da frequência para os diferentes tipos de excitação. A transmissibilidade do sistema dinâmico é dada pela relação

adimensional entre amplitudes de saída (vibração da massa suspensa) e de entrada (excitações previamente abordadas) e, portanto, as propriedades de resposta do veículo podem ser apresentadas examinando a transmissibilidade em função da frequência.

Figura 2-1 – Transmissibilidade do veículo no domínio da frequência para os diferentes tipos de excitação.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

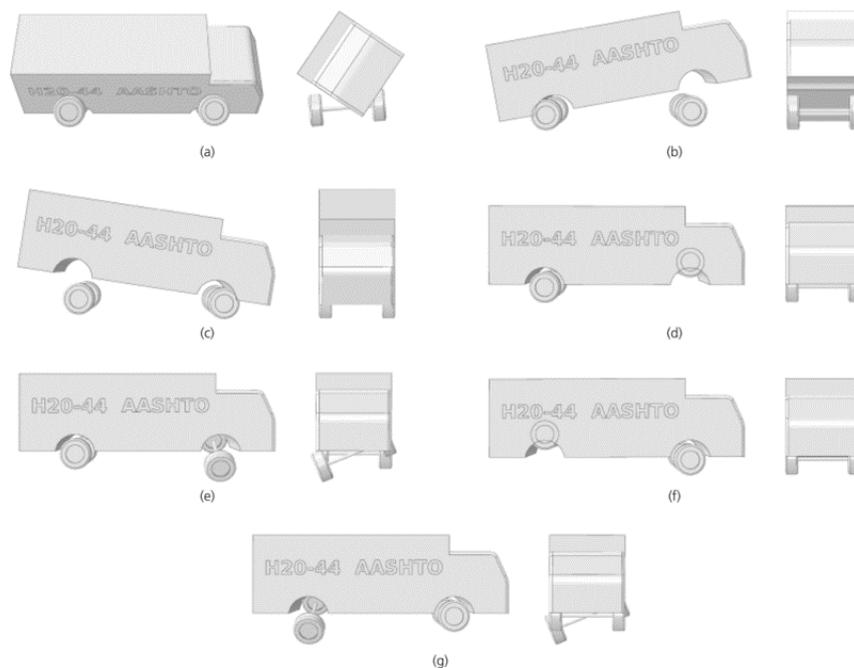
A transmissibilidade é diferente para cada tipo de excitação. Para entrada de irregularidades da estrada, a transmissibilidade é a razão entre o movimento da massa suspensa (aceleração, velocidade ou deslocamento) e a entrada equivalente da estrada. Pelo projeto clássico de veículos motorizados, a massa suspensa tem uma frequência natural próxima à 1 Hz. Portanto, em frequências próximas a esta, as entradas da estrada são amplificadas. Acima dessa faixa de frequência, as entradas são cada vez mais atenuadas (GILLESPIE, 1992).

### 2.1.2 Modelos multicorpos de veículos pesados

O modelo de um quarto de veículo não representa completamente os movimentos que ocorrem em um veículo. Devido à distância entre eixos e a bitola, o veículo é um sistema de múltiplas entradas que responde com movimentos de arfagem, rolagem e saltos verticais (“*bounce*”). Dependendo das condições da estrada e da velocidade, um dos movimentos pode estar em grande parte ausente ou pode não ser observado no ponto onde as medições de vibração são feitas. Compreender os movimentos de arfagem, rolagem e saltos é essencial, porque é a combinação deles que determina as vibrações verticais em qualquer ponto do veículo.

Para o estudo da dinâmica vertical de veículos pesados normalmente é utilizada a abordagem de dinâmica multicorpos com vários graus de liberdade, seja por meio de modelos de parâmetros discretos desenvolvidos a partir das equações do movimento, seja por meio da utilização de programas comerciais. Com base em um modelo dinâmico completo do veículo é possível obter, por exemplo, os autovalores e os autovetores do sistema de equações diferenciais que descreve o modelo. Os autovetores representam os modos de vibração, enquanto a partir dos autovalores é possível obter as frequências naturais correspondentes. Oliva *et al.* (2013) apresentam, em seus estudos voltados para a influência da excitação da via no veículo, os autovalores e autovetores do modelo com 7 graus de liberdade de um caminhão rodoviário. Os modos de vibração são apresentados na Figura 2-2.

Figura 2-2 – Modos de vibração do caminhão rodoviário obtidos a partir do modelo com 7 graus de liberdade elaborado por Oliva *et al.* (2013).



Fonte: Oliva *et al.* (2013).

Assim como o modelo considerado por Oliva *et al.* (2013), diversos outros estudos apresentam modelos dinâmicos de caminhões, com diferentes complexidades e objetivos. Aouad e Frimpong (2013) apresentam uma metodologia para avaliação da condição de carregamento via pá de alto impacto em caminhões de minério utilizando o software MSC.ADAMS. Restrições são adicionadas ao modelo para replicar o comportamento físico do caminhão nas condições de carregamento. No estudo é apresentado um modelo com 37 graus de liberdade para o caminhão CAT 793D.

Kansake (2019) apresenta um modelo para análise da resposta das vias às forças dinâmicas impostas por caminhões de minério. Um modelo dinâmico do caminhão CAT 797F é elaborado no software MSC.ADAMS para gerar as forças dinâmicas nas rodas, que são validadas usando dados obtidos experimentalmente. Os resultados mostram que as forças dinâmicas máximas do pneu são consideravelmente superiores às forças estáticas. Kansake (2019) ressalta a importância de considerar essas forças dinâmicas para o projeto das estradas.

Long *et al.* (2021) apresentam um modelo computacional de parâmetros discretos de um caminhão de minério com dez graus de liberdade. Para representar a suspensão hidropneumática, é utilizado um modelo matemático não linear. As equações do movimento são resolvidas pelo software MATLAB/SIMULINK. Os níveis de vibração no assento do operador são avaliados sobre diferentes condições. Para representar a rugosidade do pavimento, é utilizada a metodologia da norma ISO 8608 (2016). Os resultados da análise indicam que as condições da via têm grande influência no conforto de condução do veículo.

Ressalta-se que para o modelo dinâmico de caminhões, além dos pneus e das suspensões, é importante incluir os elementos de rigidez e amortecimento para representar as suspensões da cabine. Zhao, Zhou e Yu (2016) destacam que os parâmetros da suspensão da cabine de caminhões de carga têm relevância para o conforto de condução e apresentam um método para obter seu coeficiente de amortecimento.

A maioria dos estudos de dinâmica multicorpos citados considera o chassi como corpo rígido, não sendo considerado o efeito da flexibilidade deste sistema. Ibrahim, Crolla e Barton (1996) apresentam um método para avaliação da vibração do caminhão considerando um chassi flexível. Os modos de vibração do chassi são obtidos por meio de um modelo baseado no método dos elementos finitos. Por meio da comparação entre as respostas dos modelos de corpo rígido e corpo flexível, o estudo conclui que a flexibilidade do chassi exerce uma influência considerável nas acelerações da cabine, ocorrendo a formação de múltiplos picos nos espectros de resposta do veículo e, conseqüentemente, aumentando as acelerações na cabine.

Por fim, é importante destacar que modelos dinâmicos de veículos muitas vezes não tem uma resposta atenuada facilmente após serem excitados e uma oscilação irreal do modelo pode ocorrer. Para contornar esse problema, o que muitas vezes é feito é acrescentar amortecedores viscosos lineares coincidentes com os elementos dos pneus (HELENO, 2016). Gent e Walter (2006) ressaltam que o amortecimento tende a ajudar na atenuação da resposta dinâmica, mas se o amortecimento for configurado em um nível muito alto, a precisão da solução pode ser prejudicada. Se houver um amortecimento insuficiente, pode ser impossível alcançar uma solução atenuada.

## 2.2 Excitação da estrada

### 2.2.1 Condições das estradas de transporte para caminhões de minério

A capacidade de carga de caminhões para transporte de minério apresentou rápido crescimento nas últimas décadas, mas a tecnologia para o projeto das estradas que esses equipamentos percorrem não avançou na mesma proporção (KAUFMAN; AULT, 2001). A preocupação com o impacto das condições das estradas de minas na operação dos caminhões tem fomentado o desenvolvimento de metodologias de ensaio e monitoramento da qualidade de pavimentos visando a melhoria das condições de conforto, dirigibilidade e vida útil de veículos pesados (SAYERS; GILLESPIE; PATERSON, 1986). Entretanto, muitas das tecnologias disponíveis para monitoramento da qualidade de pavimentos encontram-se consagradas somente para pistas pavimentadas (GILLESPIE; SAYERS; SEGEL, 1980; BARBOSA, 2012; ZANG *et al.*, 2018).

Caminhões de minério geralmente operam em estradas temporárias que são muito mais rugosas do que rodovias pavimentadas. Kondo (1984) discute as condições das estradas de transporte para caminhões fora de estrada por meio de pesquisas realizada em estradas de diferentes locais do mundo na década de 1980, destacando que existem locais onde os caminhões trafegam com velocidades elevadas em estradas de baixa qualidade. Kondo (1984) ressalta que esse tipo de uso não apenas encurta a vida útil do caminhão, mas também leva a uma maior exposição do operador às vibrações. O estudo também apresenta uma análise que explora como a carga, a velocidade do veículo e a rugosidade da estrada afetam a vida útil e o conforto do operador dos caminhões. Os resultados ilustram o quão importante é estabelecer limites de velocidade e manter estradas que garantam um nível razoável de conforto de condução e proporcionam uma vida útil mais longa da estrutura do caminhão.

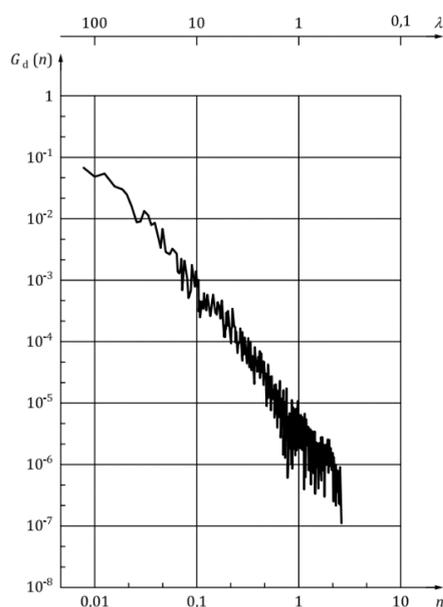
Kaufman e Ault (2001) destacam que independentemente de quão meticulosamente uma estrada de mina seja planejada e construída, sua superfície está destinada a ser deformada pelo constante impacto dos veículos pesados de transporte. Portanto é importante considerar um cronograma de manutenção da estrada. Tannant e Regensburg (2001) apresentam um manual para o projeto de estradas de mina e destaca que boas práticas de construção e manutenção dessas estradas são parte essencial da operação eficiente em termos de custos de uma frota de caminhões. As estradas devem ser consideradas um ativo importante em uma operação, da mesma forma que os caminhões.

## 2.2.2 Caracterização da estrada pela densidade espectral de potência

As características de uma estrada que afetam a percepção de sua rugosidade estão quase completamente contidas no perfil vertical da pista. Como o perfil é de natureza aleatória, suas propriedades estatísticas podem ser convenientemente representadas pela densidade espectral de potência (PSD - *Power Spectral Density*), que caracteriza a distribuição da potência de um sinal em função da frequência (GILLESPIE; SAYERS; SEGEL, 1980).

A norma ISO 8608 (2016) especifica um método para reportar os dados medidos de perfil vertical de estradas por meio da densidade espectral de potência, sendo aplicável em estradas, ruas e rodovias, bem como em vias fora de estrada. A norma também apresenta meios de caracterização aproximada para facilitar a classificação geral dos perfis. A Figura 2-3 apresenta um exemplo da medição em uma pista da densidade espectral de potência de deslocamento  $G_d(n)$  em função da frequência espacial  $n$  dada em ciclos por metro. É possível verificar que a PSD de deslocamento é maior em baixas frequências (maiores comprimentos de onda  $\lambda$ ).

Figura 2-3 – Exemplo da medição em uma pista da densidade espectral de potência de deslocamento em função da frequência espacial.



Fonte: ISO 8608 (2016).

De acordo com a ISO 8608 (2016) uma estimativa do grau de rugosidade da estrada pode ser feita pelo valor da densidade espectral de potência de deslocamento  $G_d(n_0)$  para a frequência de referência 0,1 ciclos/m ( $n_0$ ). A Tabela 2-1 fornece os valores de  $G_d(n_0)$  para

diferentes classes de estradas (grau de rugosidade da via), enquanto a Figura 2-4 apresenta os limites das classes no gráfico de densidade espectral de potência de deslocamento. A distribuição da PSD é definida pela Eq. (2.1), no qual  $G_d(n)$  é a densidade espectral de potência de deslocamento para a frequência espacial  $n$ . A classificação é feita considerando uma PSD de velocidade constante (expoente da PSD ajustado  $w$  igual a 2).

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (2.1)$$

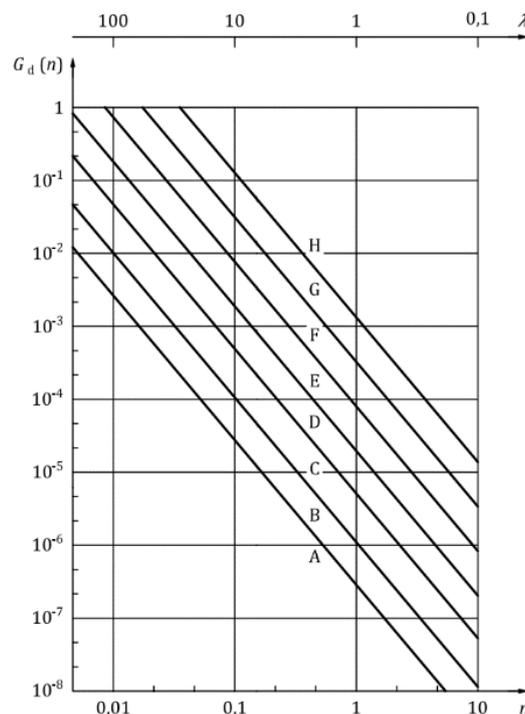
Tabela 2-1 – Grau de rugosidade para diferentes classes de estrada.

Classe da via	Grau de rugosidade		
	$G_d(n_0)^{(1)} [10^{-6} \text{ m}^3]$		
	Limite inferior	Média geométrica	Limite superior
A	-	16	32
B	32	64	128
C	128	256	512
D	512	1024	2048
E	2048	4094	8192
F	8192	16384	32768

(1)  $n_0 = 0.1$  ciclos/m.

Fonte: ISO 8608 (2016).

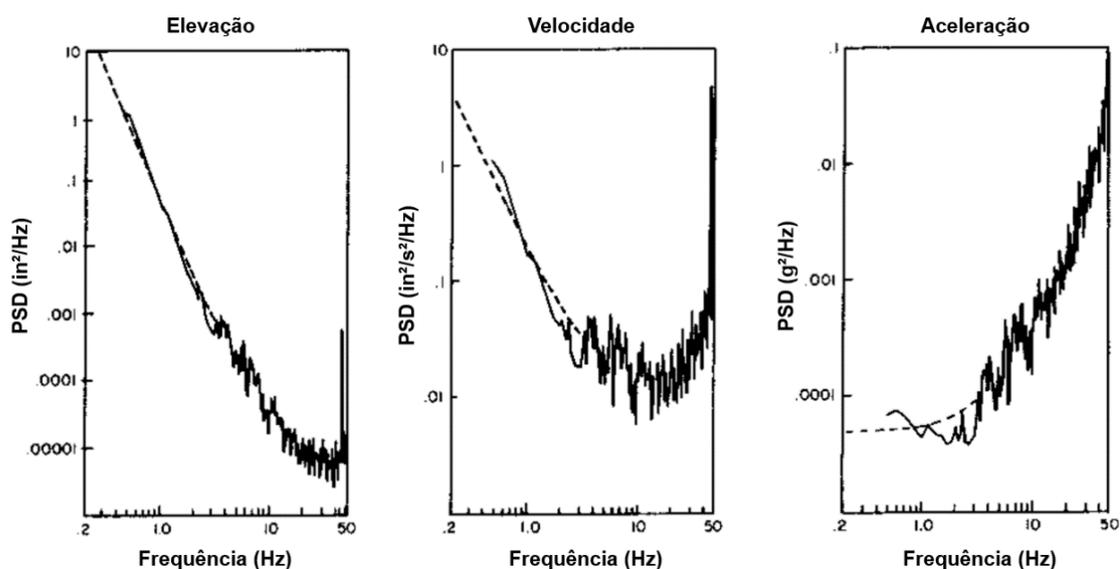
Figura 2-4 – Classificação da pista a partir da densidade espectral de potência de deslocamento em função da frequência espacial.



Fonte: ISO 8608 (2016).

A rugosidade da via age como uma entrada de deslocamento vertical nas rodas enquanto o veículo se move ao longo da estrada, excitando assim as vibrações no veículo. No entanto, a medida mais comum das vibrações do conforto de condução é o nível de vibração em termos de aceleração. Portanto, com o objetivo de entender a dinâmica do conforto de condução, a rugosidade deve ser vista como uma entrada de aceleração nas rodas. Dois passos estão envolvidos. Primeiro, uma velocidade de deslocamento do veículo deve ser considerada de tal forma que o perfil da elevação seja transformado em um perfil em função do tempo. Assim, ele pode ser diferenciado uma vez para obter a velocidade e, uma segunda vez, para obter a aceleração. A Figura 2-5 apresenta a transformação da PSD de elevação em PSD de velocidade e PSD de aceleração da estrada. A conversão de frequência espacial para frequência temporal é obtida ao multiplicá-la pela velocidade de deslocamento do veículo (GILLESPIE, 1992).

Figura 2-5 – Densidade espectral de potência da pista em função da frequência temporal (elevação, velocidade e aceleração).



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

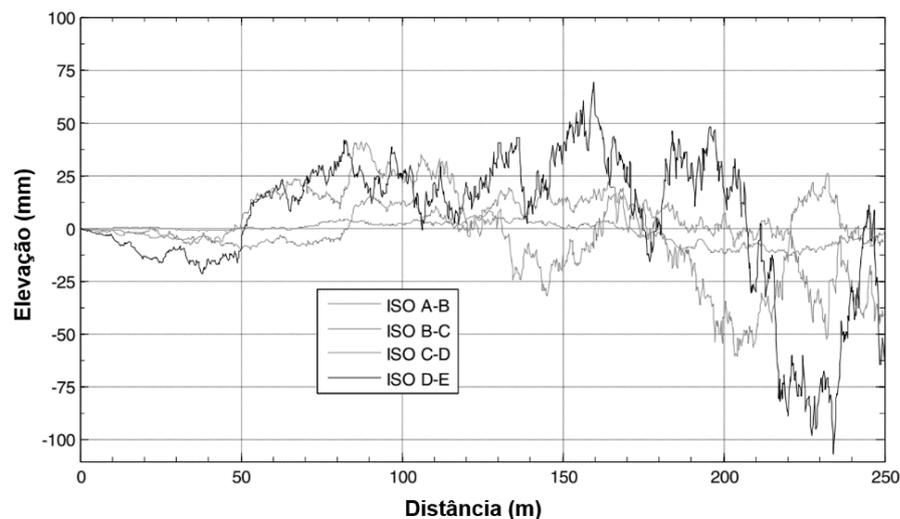
É possível verificar que o espectro de aceleração tem uma amplitude relativamente constante em baixa frequência, mas começa a aumentar rapidamente acima de 1 Hz, de modo que é uma ordem de grandeza maior a 10 Hz. Visto como uma entrada de aceleração, a rugosidade da estrada apresenta suas maiores influências no veículo em alta frequência e, portanto, tem o maior potencial para excitar vibrações em alta frequência, a menos que seja atenuada de acordo com as propriedades dinâmicas do veículo. A atenuação dessa entrada de alta frequência é um aspecto importante de isolamento da suspensão (GILLESPIE, 1992).

### 2.2.3 Perfil de deslocamento vertical da estrada aplicado em modelos dinâmicos

Utilizando a metodologia da ISO 8608 (2016) é possível obter o perfil de elevação vertical da estrada a partir da densidade espectral de potência de deslocamento. A maioria dos estudos sobre dinâmica vertical de veículos leves e pesados utilizam essa metodologia para obter os vetores de deslocamento nas rodas que são utilizados como excitação dos modelos.

Agostinacchio, Ciampa e Olita (2014), por exemplo, utilizam a metodologia da ISO 8608 (2016) para avaliar a influência do nível de rugosidade da via e da velocidade do veículo na carga dinâmica que três tipos de veículos (carro, ônibus e caminhão) transferem para o pavimento, tendo como base um modelo de um quarto de veículo. O estudo é realizado para os quatro perfis apresentados na Figura 2-6.

Figura 2-6 – Perfis de pista considerados por Agostinacchio, Ciampa e Olita (2014).



Fonte: Adaptado de Agostinacchio, Ciampa e Olita (2014).

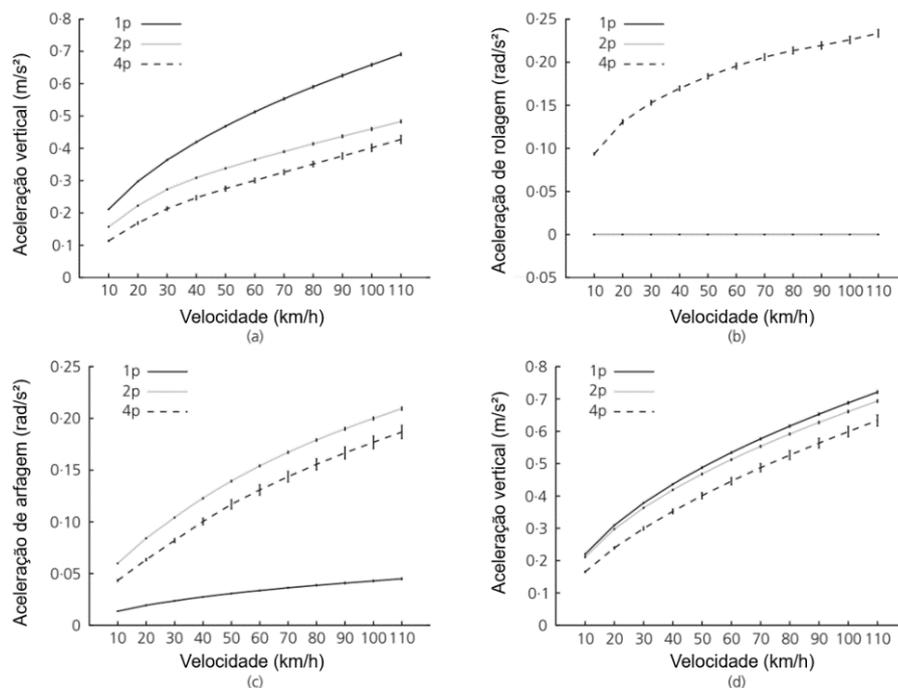
Modelos simplificados geralmente são empregados ao estudar o comportamento dinâmico dos veículos (modelos de um quarto de veículo e bidimensionais longitudinais). Quando veículos tridimensionais são modelados, as diferenças entre a irregularidade da estrada sob as quatro rodas, devido à defasagem entre os pneus dianteiros e traseiros e às diferenças entre os perfis sob os pneus esquerdo e direito, frequentemente são negligenciadas. Oliva *et al.* (2013) apresentam uma análise da influência da negligência dessas diferenças de perfil usando um modelo dinâmico tridimensional de um caminhão rodoviário.

Se um modelo tridimensional for usado, mas o mesmo perfil de estrada for prescrito para todas as rodas, os resultados serão muito semelhantes aos obtidos por modelos verticais

unidimensionais. Nesse caso as acelerações no corpo do veículo são superestimadas. Se a diferença entre as rodas dianteiras e traseiras for levada em consideração, mas a diferença entre as rodas esquerda e direita for negligenciada, o modelo será análogo a um modelo longitudinal bidimensional. O modelo do veículo só será totalmente tridimensional quando as diferenças entre os quatro pneus forem consideradas, e o perfil sob cada um deles for diferente.

A Figura 2-7 apresenta comparações entre considerar o mesmo perfil para todas as rodas (curva 1p), perfis diferentes apenas entre as rodas dianteiras e traseiras obtidos pela defasagem entre eixos (2p) e perfis diferentes das quatro rodas (4p), que são apresentadas por Oliva *et al.* (2013). São apresentadas as curvas para a aceleração vertical no centro de massa do chassi (a), para a aceleração de rolagem do chassi (b), para a aceleração de arfagem do chassi (c) e para a aceleração vertical em um ponto próximo à cabine do operador (d).

Figura 2-7 – Comparações entre as considerações de perfis de pista nas rodas adotadas no modelo tridimensional apresentadas por Oliva *et al.* (2013).



Fonte: Adaptado de Oliva *et al.* (2013).

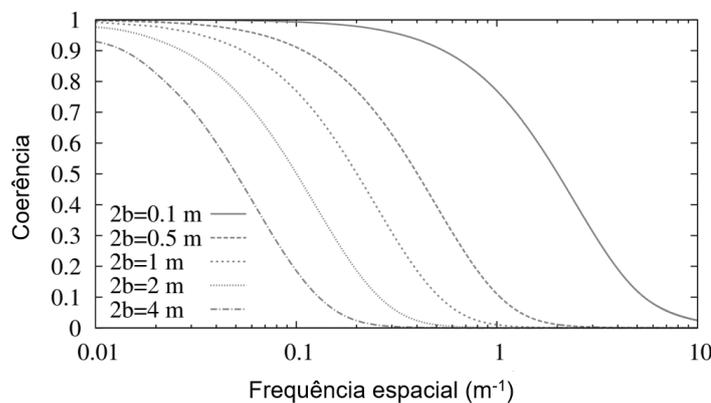
Quando um caminhão está trafegando em uma estrada, as rodas esquerda e direita não seguem o mesmo caminho, portanto os perfis são diferentes, mas não são independentes. Para gerar os perfis paralelos, Oliva *et al.* (2013) utilizam a hipótese de homogeneidade e isotropia da estrada, que foi descrita e validada na década de 1970 nos trabalhos de Dodds e Robson (1973) e Kamash e Robson (1978). O detalhamento dessa hipótese e a formulação matemática envolvida são apresentados nessas referências.

O primeiro perfil do par tem como base apenas a densidade espectral direta  $G_d(n)$ . Já o segundo perfil é função da densidade espectral cruzada  $G_{dx}(n)$ . Considerando a hipótese de homogeneidade e isotropia, a densidade espectral cruzada pode ser obtida a partir da densidade espectral direta. As equações para obter  $G_{dx}(n)$  são apresentadas nos estudos de Oliva *et al.* (2013). Em seus estudos, um programa para gerar perfis paralelos aleatórios, denominado de *PRPgenerator*, é elaborado e o manual do programa, com a formulação matemática completa, é disponibilizado (OLIVA, 2013). Esse programa é utilizado, por exemplo, pelo próprio autor para estudar a dinâmica induzida por veículos em pontes rodoviárias (OLIVA *et al.*, 2014).

A relação entre  $G_{dx}(n)$  e  $G_d(n)$  pode ser descrita pela função de coerência  $g(n)$  (Eq. (2.2)). A Figura 2-8 apresenta as curvas para a função de coerência em função da frequência espacial considerando diferentes distâncias entre os perfis, enquanto a Figura 2-9 apresenta um exemplo de pares de perfis paralelos gerado no programa *PRPgenerator* (OLIVA, 2013), na qual é possível verificar o efeito da distância entre os perfis.

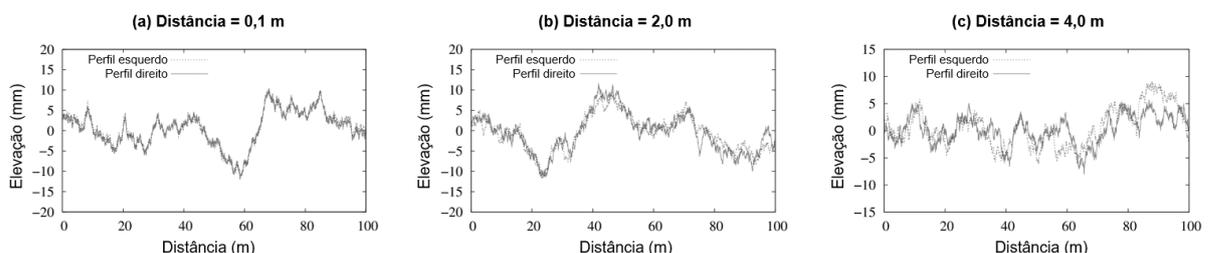
$$g(n) = \frac{|G_{dx}(n)|}{G_d(n)} \quad (2.2)$$

Figura 2-8 – Função de coerência para diferentes distâncias entre perfis paralelos.



Fonte: Adaptado de Oliva (2013).

Figura 2-9 – Pares de perfis paralelos para as distâncias de 0,1 m (a), 2,0 m (b) e 4,0 m (c).



Fonte: Adaptado de Oliva (2013).

### 2.3 Percepção e tolerância às vibrações

A compreensão do conforto de condução envolve a análise não apenas das fontes de excitação e da mecânica da resposta do veículo, mas envolve também a percepção e a tolerância às vibrações. A tolerância humana às vibrações é objeto de estudo desde a década de 1920, abrangendo a elaboração de diversos trabalhos que se concentram no estudo da tolerância ao desconforto em uma posição sentada, na tentativa de determinar a sensibilidade do corpo humano às frequências atuantes. Gillespie (1992) apresenta linhas de tolerância determinadas por vários pesquisadores para a aceleração vertical e longitudinal. Para a aceleração vertical, a maioria dos estudos indica uma sensibilidade máxima do corpo humano à vibração vertical na faixa de frequência entre 4 Hz e 8 Hz. Essa sensibilidade é reconhecida como resultado das ressonâncias verticais da cavidade abdominal. Em frequências acima e abaixo dessa faixa, a tolerância aumenta proporcionalmente à frequência. Já nas vibrações longitudinais, a região de máxima sensibilidade ocorre na faixa de 1 Hz a 2 Hz, sendo geralmente reconhecida como resultante da ressonância para frente e para trás do tronco superior.

O tempo de exposição à vibração também afeta o nível de tolerância. A norma ISO 2631-1 (1997) é utilizada para medir e avaliar a vibração de corpo inteiro em seres humanos. A norma define métodos para a medição de vibrações periódicas, aleatórias e transientes e indica os principais fatores que se combinam para determinar o grau para o qual a exposição à vibração será aceitável. A gama de frequências considerada é de 0,5 Hz a 80 Hz para saúde, conforto e percepção, e 0,1 Hz a 0,5 Hz para o enjoo. Para avaliação dos riscos à saúde a norma estabelece a “zona orientadora da necessidade de vigilância” na qual é possível classificar o nível de risco à saúde tendo como base a duração da exposição e a raiz média quadrática (RMS - *Root Mean Square*) ponderada da aceleração. No Brasil, a norma regulamentadora NR-09 (BRASIL, 2021) também apresenta os requisitos para a avaliação quantitativa da exposição ocupacional à vibração, bem como os limites toleráveis.

Vários estudos experimentais para avaliação da exposição de motoristas de caminhões às vibrações foram realizados recentemente com base na ISO 2631-1 (1997), incluindo, por exemplo, pesquisas com o objetivo de avaliar a vibração em diferentes caminhões, condições de estradas, operadores, velocidades e condições de carregamento (WOLFGANG; BURGESS-LIMERICK, 2014; MAYTON *et al.*, 2017; RAHIMDEL *et al.*, 2017), bem como pesquisas voltadas para a avaliação de melhorias no assento do motorista (GUNASELVAM; NIEKERK, 2005; DENNERLEIN *et al.*, 2022).

## 2.4 Dirigibilidade

A dirigibilidade de um veículo, em inglês chamado de “*vehicle handling*”, refere-se à capacidade do veículo de lidar com diferentes situações, como curvas, aceleração e frenagem, enfatizando a agilidade, estabilidade e controle nessas condições. Uma boa dirigibilidade implica respostas ágeis e previsíveis do veículo às ações do motorista, garantindo um controle efetivo e uma sensação de confiança ao conduzir em curvas ou realizar manobras.

Tanto a dirigibilidade quanto o conforto de condução desempenham um papel importante no desempenho de um veículo, geralmente resultando em um compromisso da suspensão. Uma suspensão menos rígida possibilita um bom conforto de condução, enquanto uma suspensão mais rígida é melhor para uma boa dirigibilidade (HEGAZY; RAHNEJAT; HUSSAIN, 2000; UYS; ELS; THORESSON, 2006).

O valor da raiz média quadrática da aceleração vertical é reconhecido como uma boa medida para avaliação do conforto. No entanto, não há uma métrica objetiva única bem definida para avaliar a dirigibilidade. Estudos têm buscado uma grandeza mecânica ou uma métrica adequada. O trabalho de Uys, Els e Thoresson (2006) mostra que o ângulo de rolagem seria uma das grandezas mais adequadas para avaliar a dirigibilidade de veículos. Além disso, o estudo de Choi, Lee e Chang (2001) mostra que uma outra métrica adequada seria o ângulo de arfagem, além do ângulo de rolagem.

## 2.5 Suspensão hidropneumática

### 2.5.1 Introdução ao sistema de suspensão hidropneumática

Diversos estudos sobre diferentes tipos de suspensão são realizados todos os anos. Tanto para veículos leves, quanto para veículos pesados, as investigações atuais concentram no uso de suspensões avançadas para alcançar o compromisso entre o conforto de condução e o desempenho dinâmico do veículo durante as manobras. Os sistemas de suspensão utilizados em veículos leves normalmente utilizam os elementos de rigidez e de amortecimento convencionais: mola e amortecedor. Já para veículos pesados, como caminhões de minério, utiliza-se normalmente suspensão hidropneumática (HPS – *Hydropneumatic Suspension*). Esse tipo de suspensão combina as vantagens dos sistemas hidráulicos e pneumáticos. A HPS

permite ajustar a rigidez e o amortecimento de acordo com as condições de condução, garantindo maior segurança e conforto.

Suspensões hidropneumáticas foram introduzidas em tanques de guerra na década de 1950. As primeiras HPS foram instaladas em um protótipo de veículo sobre esteiras, resultado de pesquisas realizadas por empresas alemãs. Este tipo de suspensão se caracteriza pela não linearidade e pela versatilidade. A não linearidade faz com que a rigidez da mola aumente à medida que a carga aumenta. Também reduz a rolagem e a arfagem da carroceria, resultando em cargas mais constantes nas rodas. Muitos sistemas de suspensão controláveis utilizam sistemas hidropneumáticos porque o fluido hidráulico pode ser facilmente canalizado por meio de dutos, orifícios e válvulas. Ao adicionar ou remover fluido hidráulico, a dinâmica do veículo e a altura podem ser controladas (EMAMI; MOSTAFAVI; ASADOLLAHZADEH, 2011).

Veículos pesados, como caminhões de minério, muitas vezes utilizam sistemas de suspensão hidropneumática devido à alta densidade de energia e, portanto, pequenos requisitos de espaço em comparação com molas e amortecedores convencionais (WESTHUIZEN; ELS, 2015). Baldi e Meirelles (2003) ressaltam que veículos utilizados para transporte de cargas têm esforços em seus eixos muito próximos dos limites permitidos, trafegando principalmente em estradas acidentadas. Neste caso, a utilização de sistema de suspensão convencional, onde a rigidez é constante, pode aumentar o fenômeno de sobrecarga dos eixos. O sistema de suspensão hidropneumática tem a vantagem de levar a uma melhor distribuição de carga por eixo, diminuindo o problema de sobrecarga e aumentando o conforto de condução.

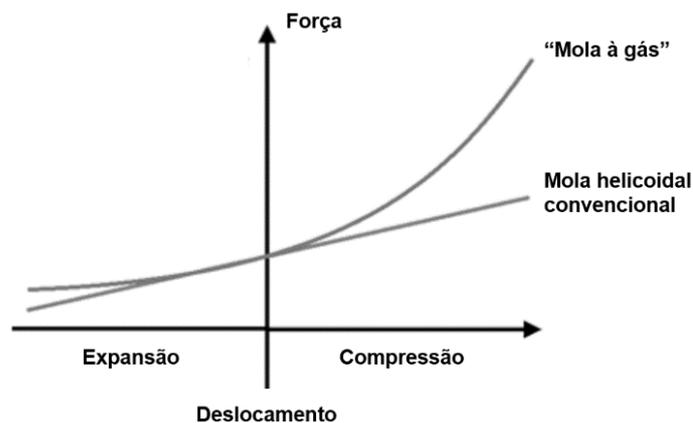
Wu *et al.* (2020) destacam que nos últimos anos a suspensão hidropneumática entrou em uso generalizado para melhorar o conforto de condução e a dinâmica de caminhões de minério e que, dessa forma, é fundamental aprimorar a modelagem matemática para melhorar o projeto, o controle e a eficiência dos sistemas de suspensão. Em seus estudos, Wu *et al.* (2020) desenvolvem um modelo de dinâmica de fluidos computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamic*) para avaliação das características não lineares dos sistemas e para determinar as forças de amortecimento e rigidez considerando os efeitos de temperatura do óleo, da viscosidade do óleo, da dissolução do óleo hidráulico e do gás e da velocidade da suspensão.

A HPS permite ajustar a rigidez e o amortecimento a partir de diversos parâmetros. Hien *et al.* (2021) apresentam uma análise paramétrica de uma HPS, enfatizando que os parâmetros da suspensão têm um efeito significativo no conforto de condução do veículo. Em seu estudo, os efeitos da pressão e do volume inicial do gás e do diâmetro da válvula amortecimento nos níveis de aceleração das massas suspensas são avaliados por meio de um modelo de um quarto

de veículo. Os níveis de aceleração são obtidos para diferentes valores dos parâmetros, sendo possível verificar a influência no conforto de condução.

Existem várias diferenças entre o sistema de HPS e o sistema tradicional. Uma das principais diferenças está relacionada ao elemento elástico. No caso de suspensões convencionais, a mola helicoidal normalmente tem uma relação linear entre a força e o deslocamento (rigidez constante). Já na HPS o elemento elástico da suspensão é o gás (“mola a gás”) e, devido às características de compressibilidade dos gases, a curva de força por deslocamento é não linear, conforme apresentado na Figura 2-10. Enquanto a rigidez para a mola helicoidal é constante, para a HPS a rigidez fica cada vez maior com a compressão (OSCARSSON, 2015).

Figura 2-10 – Comparação do gráfico de força por deslocamento entre suspensão convencional e hidropneumática.



Fonte: Adaptado de Oscarsson (2015).

Oscarsson (2015) destaca que esta é uma desvantagem para veículos equipados com molas helicoidais ao trafegar em terrenos irregulares, onde ocorre grandes variações de carga nas rodas uma vez que o risco da suspensão atingir os batentes é muito maior do que em veículos equipados com HPS. Outra diferença importante é que quando a massa suspensa aumenta, o curso da suspensão disponível para acomodar a compressão em operação será menor para a suspensão de mola helicoidal. Com a suspensão hidropneumática existe também a possibilidade de alterar a rigidez, o que pode ser difícil ao lidar com suspensões convencionais. Para a HPS é possível apenas alterar a quantidade de gás para alterar a curva de rigidez, por exemplo.

Conforme destacado, as características do componente elástico entre a HPS e a suspensão convencional são diferentes. Já em relação ao amortecimento, os conceitos são basicamente os mesmos, se baseando na utilização de resistores de fluxo que irão gerar as forças de amortecimento (OSCARSSON, 2015).

As desvantagens da suspensão hidropneumática são os maiores custos, as maiores forças de atrito e, principalmente, as manutenções envolvidas. Os componentes da HPS se deterioram com o tempo e, portanto, o desempenho do sistema diminui. Dindarloo (2016) apresenta um estudo sobre os impactos do envelhecimento dos componentes da HPS nos níveis de vibração da cabine do condutor. O estudo ressalta que o desempenho da suspensão se deteriora devido à efeitos menores e contínuos, e a efeitos maiores e súbitos. Os efeitos contínuos englobam os processos de envelhecimento, como contaminação de óleo hidráulico e emulsão do gás no óleo. Já os efeitos súbitos englobam choques devido às irregularidades da via, por exemplo. Ambos os efeitos são considerados no modelo matemático proposto, bem como os efeitos das manutenções programadas e corretivas que compensam os processos de deterioração.

Ali e Frimpong (2018) também ressaltam que o desempenho da HPS em caminhões de minério diminui com a idade do caminhão e destacam a importância de existir um sistema de monitoramento para prever o desempenho da suspensão em tempo real. Ali e Frimpong (2018) propõem utilizar inteligência artificial para prever o desempenho. Um modelo do caminhão CAT 793D é desenvolvido no software MSC.ADAMS. Vários testes numéricos são realizados para coletar dados de desempenho da HPS. Os parâmetros de envelhecimento da suspensão são obtidos com base no modelo proposto por Dindarloo (2016). Com a implementação dessa tecnologia no caminhão, a equipe de manutenção pode monitorar o desempenho da suspensão em tempo real e programar adequadamente as manutenções.

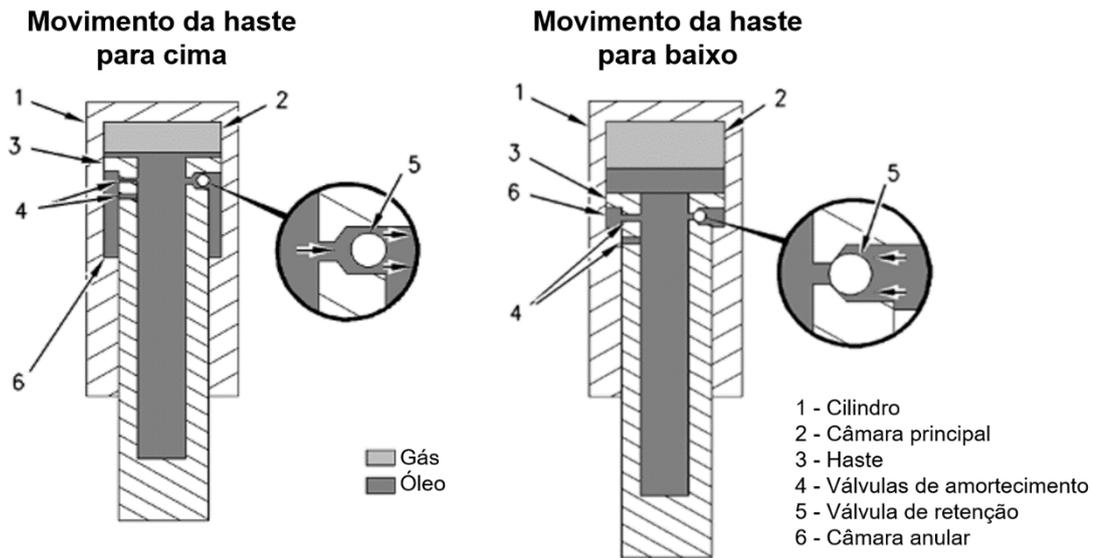
### 2.5.2 Configurações da suspensão hidropneumática

A estrutura interna da suspensão hidropneumática possui variações de configuração das câmaras de gás e óleo. Independente da configuração, a força elástica ocorre basicamente devido à compressibilidade do gás, enquanto a força de amortecimento ocorre basicamente devido a passagem do óleo através dos orifícios e válvulas.

A configuração apresentada na Figura 2-11 é a mais comum em caminhões de minério. Nesse caso o cilindro possui uma câmara principal preenchida com óleo e gás, uma câmara anular contendo apenas óleo, válvulas de amortecimento e válvulas de retenção (unidirecionais) entre as duas câmaras. Durante a compressão, o óleo flui da câmara principal para a câmara anular através das válvulas de amortecimento e de retenção. Simultaneamente, o óleo na câmara principal comprime o gás. Durante a extensão, o óleo flui da câmara anular de volta para a câmara principal apenas através das válvulas de amortecimento, enquanto a válvula de retenção

permanece fechada. Isso gera uma maior força de amortecimento durante a extensão, permitindo a absorção de energia e a atenuação de vibrações.

Figura 2-11 – Configuração interna do tipo de suspensão hidropneumática mais comum em caminhões de minério.



Fonte: Adaptado da documentação da VALE (VALE, 2023).

Yin *et al.* (2020) ressaltam que ao longo das últimas décadas, vários projetos com diferentes configurações de HPS foram desenvolvidos. O gás pode ser separado do óleo por um pistão flutuante ou um diafragma deformável ou o gás e o óleo podem estar contidos na mesma câmara sem nenhuma separação, como no exemplo da Figura 2-11. O projeto com câmaras compartilhadas pelo gás e pelo óleo pode oferecer uma alternativa mais simples, de menor custo e maior robustez. No entanto, este tipo de projeto permite a emulsão gás óleo. Devido à sua baixa densidade, a distância intermolecular entre as moléculas de gás é relativamente maior que a das moléculas do óleo hidráulico e, portanto, o gás dissolvido no óleo levará a uma diminuição da densidade do óleo hidráulico e a um leve aumento de volume. Yin *et al.* (2020) destacam também que, além da densidade, a viscosidade da emulsão gás óleo também é inferior ao óleo hidráulico puro. Assim, as características do fluxo de fluido através das válvulas são alteradas.

Normalmente cada cilindro é montado independentemente nas rodas do veículo. Contudo, recentemente, alguns estudos têm sido realizados para conectar os sistemas entre as rodas de forma a trazer ganhos no desempenho dinâmico dos veículos. Suo *et al.* (2021), por exemplo, destacam que a montagem tradicional com um cilindro independente é simples e fácil de ser instalada e apresenta vantagens que reduzem as vibrações e absorvem a energia em diferentes condições operacionais. Contudo, Suo *et al.* (2021) destacam que é possível reduzir

ainda mais as inclinações da carroceria em pavimentos irregulares, bem como reduzir as elevadas forças de impacto quando as rodas passam por desníveis verticais no pavimento. Em seu trabalho, é apresentado um estudo teórico-experimental de um modelo de suspensão hidropneumática na qual os cilindros montados em paralelo de um mesmo lado do veículo são conectados a um mesmo acumulador. Com essa montagem são observados ganhos significativos em relação aos efeitos descritos anteriormente.

Zhang *et al.* (2019) também propõem em seu estudo um sistema de suspensão passiva interconectada hidraulicamente para alcançar um compromisso aprimorado da dinâmica de veículos de mineração. Zhao *et al.* (2018) destacam que os conceitos de suspensão hidropneumática interligada podem ser explorados para a melhoria do desempenho dinâmico de rolagem e arfagem de veículos rodoviários sem afetar o conforto do veículo.

Além das alternativas destacadas acima, tanto de configurações quando de interconexão dos cilindros, existe ainda a possibilidade de se adicionar um controlador externo para controlar o volume de óleo, por exemplo, a fim de melhorar o desempenho da suspensão. Bauer (2011) destaca que uma das grandes vantagens da suspensão hidropneumática é justamente a possibilidade de incluir um controlador externo ao sistema. Diversas publicações apresentam proposta de suspensões hidropneumáticas ativas e semiativas (EMAMI; MOSTAFAVI; ASADOLLAHZADEH, 2011; FENG *et al.*, 2014; BADWAY; SOKAR; RABOO, 2017).

### 2.5.3 Rigidez da suspensão

A curva de força por deslocamento (rigidez) pode ser obtida a partir de medições no cilindro da suspensão quando o resistor de fluxo hidráulico é removido. Um aumento de força sobre o cilindro leva a um aumento da pressão hidráulica e, portanto, conforme destacado por Bauer (2011), a uma mudança na posição da haste do pistão principalmente devido à três motivos: compressão do gás, compressão do fluido hidráulico e alargamento das linhas de fluido e acessórios, assim como do próprio cilindro. A rigidez do cilindro e das linhas e acessórios, bem como o módulo de compressão do fluido hidráulico são geralmente muito elevados e, dessa forma, o impacto na rigidez global é baixo. Isso significa que a rigidez da HPS é influenciada principalmente pelas propriedades do gás.

Para modelar o comportamento do gás em suspensões hidropneumáticas normalmente são utilizadas as teorias de gás ideal, que ao longo do tempo se mostram adequadas para descrever o sistema. Westhuizen e Els (2015) apresentam um comparativo do desempenho de

abordagens de gás ideal e de gás real para modelar a força da mola. Esses modelos são comparados com resultados experimentais. Os modelos de gás real apresentam uma melhoria relativamente pequena em relação à abordagem de gás ideal. Westhuizen e Els (2015) destacam ainda que a abordagem de gás ideal é computacionalmente mais eficiente do que uma abordagem de gás real e mais fácil de implementar, sendo sempre desejável utilizar a abordagem de gás ideal desde que a precisão seja considerada suficiente.

O gás normalmente utilizado em HPS é o nitrogênio ( $N_2$ ) por ser um gás inerte (não reage quimicamente com outras substâncias em condições normais de temperatura e pressão), não apresenta risco de explosão e é geralmente um gás disponível (WESTHUIZEN; ELS, 2015). O nitrogênio, para comportar como um gás ideal, deve operar com pressões relativamente baixas e temperaturas de moderadas à altas. Uma maneira de determinar se o gás irá comportar como um gás ideal é por meio do fator de compressão. Para um gás ideal, o fator é sempre igual a 1, mas um gás real se desvia desse valor com a pressão e a temperatura. Oscarsson (2015) apresenta a curva do fator de compressão em função da pressão para o nitrogênio, em diferentes temperaturas. O fator de compressão é aproximadamente igual a 1 para pressões abaixo de 200 bar em temperaturas que variam entre  $25^\circ\text{C}$  e  $125^\circ\text{C}$ . Dessa forma, para essas condições o nitrogênio pode ser considerado um gás ideal.

O valor do índice politrópico ( $r$ ) utilizado na equação do gás ideal depende do gás bem como do processo termodinâmico envolvido. Em um processo isobárico, no qual a pressão não varia, o índice é igual a 0. Quando o processo é isotérmico, há troca de calor e a temperatura se mantém constante,  $r = 1$ . Já para o processo adiabático, no qual não há trocas de calor, como em processos que ocorrem rapidamente, o índice politrópico é um valor maior do que 1 (nesse caso também conhecido como índice adiabático  $\gamma_{ad}$ ).

A mudança isotérmica pura poderia ser utilizada para os cálculos de um carregamento lento do sistema como, por exemplo, pessoas entrando e saindo de um veículo, carregamento e descarregamento de carga útil, entre outros. Já durante a operação do veículo, o movimento da suspensão ao absorver os choques, por exemplo, ocorre rapidamente. Essas mudanças rápidas de estado fazem com que haja pouco tempo para a dissipação e absorção de calor em comparação com uma mudança de estado isotérmica como descrito acima. O gás, portanto, mudará sua temperatura. Sem a troca de calor, uma mudança adiabática de estado ocorre e, nesse caso, é preciso determinar o índice adiabático que caracteriza o processo.

Para um gás específico, o índice adiabático varia com a pressão e a temperatura. Na literatura são citados valores que se referem às propriedades em baixas pressões e temperatura ambiente. Esses valores são, por exemplo, de 1,66 para gases monoatômicos (por exemplo, He)

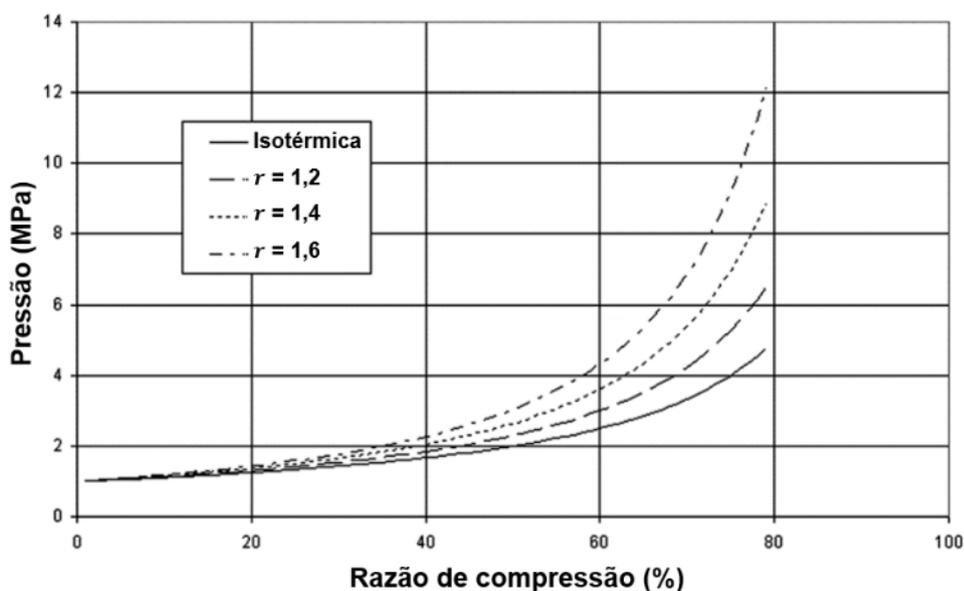
e 1,30 para gases triatômicos (por exemplo,  $\text{CO}_2$ ). Já para um gás diatômico, como nitrogênio ( $\text{N}_2$ ) e oxigênio ( $\text{O}_2$ ), o índice é igual a 1,40 em baixas pressões e temperatura ambiente.

Bauer (2011) apresenta as curvas do índice adiabático para gás nitrogênio. Para pressões de até 200 bar e temperaturas de  $25^\circ\text{C}$ , considerando que a suspensão trabalhe com elevadas velocidades de forma que nenhuma troca de calor ocorra, o índice adiabático estaria em torno de  $1,40 \leq \gamma_{ad} \leq 2,00$ . Contudo nas suspensões reais existe sempre a possibilidade de troca de calor do gás com seus componentes circundantes e, portanto, nunca ocorrerá uma mudança de estado adiabática ideal. Assim, o processo termodinâmico provavelmente estaria entre um processo isotérmico e um processo adiabático e a mudança politrópica de estado seria caracterizada por um índice entre 1,00 e 2,00.

Bauer (2011) ressalta que as condições exatas para a troca de calor geralmente são desconhecidas e muito difíceis de identificar, sendo assim, extremamente difícil de obter o valor exato para o índice politrópico a ser considerado nos cálculos. Mesmo por meio de validações e medições de campo um valor real exato não é simples de se obter devido aos efeitos mencionados anteriormente de pressão e temperatura, uma vez que ambos os parâmetros variam durante a operação da suspensão.

A Figura 2-12 apresenta a influência do índice politrópico em um gráfico de pressão por razão de compressão, que é função do deslocamento do gás. Fica claro que a pressão e, portanto, a força do gás aumenta com o aumento do índice politrópico.

Figura 2-12 – Curvas de pressão por razão de compressão para diferentes valores do índice politrópico.



Fonte: Adaptado de Bauer (2011).

#### 2.5.4 Amortecimento da suspensão

Bauer (2011) destaca que em geral dois diferentes princípios fundamentais geram o amortecimento em uma suspensão: atrito seco e atrito do fluido. O atrito seco ocorre nas articulações, nas guias e nos elementos de vedação, sendo inerente ao princípio de funcionamento da suspensão. É importante ter uma atenção especial no projeto para evitar que forças de atrito elevadas sejam geradas. O atrito do fluido também é conhecido como atrito viscoso. Quando a suspensão se move em compressão ou em extensão, o óleo hidráulico é forçado a fluir por um resistor de fluxo, criando um aumento da pressão à montante e uma queda de pressão no resistor, que faz surgir a força de amortecimento. A perda de carga no resistor depende da vazão do fluido e, portanto, a força de amortecimento do fluido, ao contrário do atrito seco, depende significativamente da velocidade de movimento da suspensão.

Zhang *et al.* (2020) destacam que até o momento os estudos sobre as características de rigidez da HPS já estão consolidados. No entanto, os estudos da influência do campo de fluxo na força de amortecimento ainda estão em desenvolvimento. Em seus trabalhos, Zhang *et al.* (2020) desenvolvem um modelo CFD para estudar as não linearidades da suspensão hidropneumática de um caminhão de minério. O estudo apresenta o perfil de fluxo de velocidade e distribuição de pressão nas duas câmaras do cilindro durante os movimentos da suspensão. Conforme destacado pelo autor, o fluxo de fluido de suspensões hidropneumáticas é frequentemente turbulento.

Simulações numérica para obter o fluxo de fluido, bem como as pressões nas câmaras, fornecem com boa precisão as curvas de amortecimento. Essa abordagem apresentada por Zhang *et al.* (2020) é recente, não sendo ainda amplamente utilizada. Uma alternativa para obter a diferença de pressão entre as câmaras é utilizar a equação de vazão de fluido em um orifício que pode ser derivada da equação de Bernoulli considerando um fluido incompressível e um fluxo turbulento (WU; BURTON; SCHOENAU, 2002; BAUER, 2011).

O coeficiente de descarga ( $C_d$ ) do fluxo de fluido em um orifício normalmente é modelado como sendo constante. Diversas pesquisas já foram realizadas para estudar empiricamente o fluxo de um fluido em orifícios, bem como o comportamento do coeficiente de descarga para diferentes condições do número de Reynolds e de temperatura (WU; BURTON; SCHOENAU, 2002; WANG *et al.*, 2020).

## 2.6 Otimização aplicada a dinâmica veicular

### 2.6.1 Otimização multiobjetivo via algoritmo genético

Em um problema de otimização multiobjetivo, várias funções objetivo precisam ser otimizadas simultaneamente e não há necessariamente uma solução que seja melhor em relação a todos os objetivos devido às diferenças entre eles. Uma solução pode ser melhor para um objetivo, mas pior para outro. Portanto, geralmente existe um conjunto de soluções para os múltiplos objetivos. Para tais soluções, chamadas de soluções ótimas de Pareto ou soluções não dominadas, nenhuma melhoria é possível em qualquer função objetivo sem sacrificar pelo menos uma das outras funções objetivo (DEB, 2011). O conjunto de soluções ótimas de Pareto, quando plotado no espaço, é conhecido como fronteira de Pareto. Identificar um conjunto de soluções ótimas é, portanto, crucial para um tomador de decisões escolher uma solução de compromisso que melhor satisfaça os objetivos. Escolher uma solução otimizada para apenas um objetivo pode ignorar soluções que são melhores do ponto de vista geral. O conjunto de soluções ótimas de Pareto define essa perspectiva geral (THOMANN; EICHFELDER, 2019).

Para a solução de otimização multiobjetivo torna-se natural usar algoritmos genéticos, pois o uso da população em uma iteração ajuda a encontrar simultaneamente múltiplas soluções não dominadas em uma única simulação. Em vez de convergir para uma única solução, os algoritmos genéticos exploram o espaço de busca, permitindo identificar e manter uma diversidade de soluções ótimas de Pareto (CAO; WU, 1999; SIVANANDAM; DEEPA, 2008; SAMANTA, 2014).

### 2.6.2 Aplicações de algoritmos de otimização na dinâmica veicular

Na área da dinâmica veicular vários estudos são realizados aplicando técnicas de otimização com uma ou mais funções objetivo, principalmente para suspensões convencionais de veículos leves. Conforme destacado por Baumal, Mcphee e Calamai (1998), a dinâmica multicorpos é amplamente utilizada pela indústria para modelar e projetar sistemas de veículos. Do ponto de vista do projeto, a desvantagem da maioria dos programas comerciais é que eles apenas fornecem análises de sistemas cujos parâmetros são previamente especificados. Os engenheiros precisam decidir como alterar os valores dos parâmetros e reexecutar a análise até

que um conjunto de medidas de desempenho se torne aceitável. Esse processo "manual", frequentemente acompanhado por testes de protótipos, pode ser difícil e demorado para sistemas complexos com medidas de desempenho não lineares. A otimização ajuda a automatizar o processo alterando os parâmetros em uma busca para minimizar uma função objetivo sujeita a restrições, que podem refletir características de desempenho do veículo.

Baumal, Mcphee e Calamai (1998) utilizam a otimização via algoritmo genético para determinar tanto os parâmetros de controle ativo quanto os parâmetros mecânicos passivos de um sistema de suspensão convencional. O objetivo do autor é maximizar o conforto de condução, quantificado pela aceleração máxima do assento, sujeito a restrições que representam a capacidade de aderência do pneu e o curso de trabalho da suspensão.

H. Yu e N. Yu (2001) destacam que existem várias compensações importantes no projeto de suspensões. A compensação relacionada ao conforto de condução diz respeito ao equilíbrio entre o deslocamento e a aceleração. Uma configuração de suspensão mais rígida é necessária para reduzir o deslocamento, enquanto uma configuração menos rígida é necessária para reduzir a aceleração. Dessa forma, H. Yu e N. Yu (2001) apresentam um problema utilizando o modelo de um quarto de veículo com suspensão convencional e a técnica de otimização multiobjetivo via algoritmo genético. Os objetivos são minimizar a aceleração máxima da massa suspensa, bem como minimizar o deslocamento médio da suspensão. As restrições surgem de considerações práticas de cinética e conforto, como os limites da aceleração da massa suspensa e o espaço de trabalho da suspensão.

Mitra *et al.* (2016) e Fossati e Miguel (2016) apresentam modelos dinâmicos simplificados de veículos leves utilizando o software SIMULINK no qual são aplicados algoritmos genéticos para a otimização multiobjetivo obtendo, assim, os parâmetros ótimos do sistema de suspensão convencional.

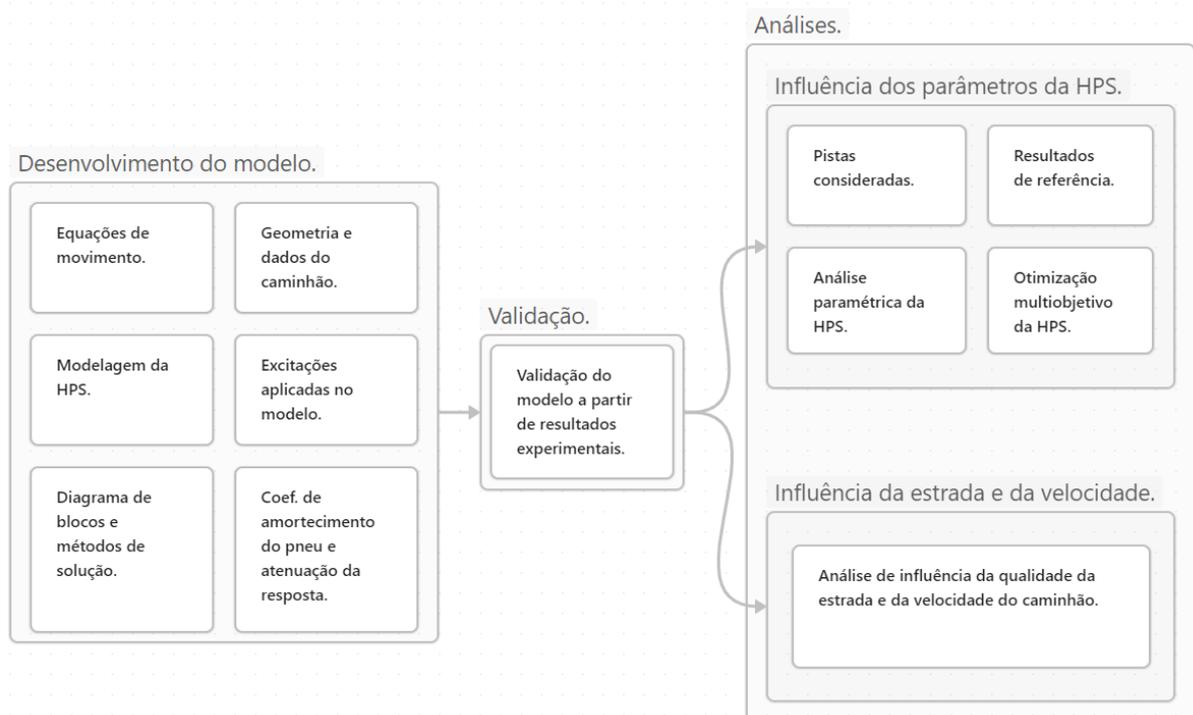
Zhao *et al.* (2018) apresentam um modelo de otimização da suspensão hidropneumática de uma retroescavadeira no qual é estabelecida a aceleração vertical como função objetivo, os parâmetros da suspensão como as variáveis de decisão (pressão do gás, volume do gás e diâmetro do orifício de amortecimento) e a estabilidade do veículo como condição de restrição. Os parâmetros da suspensão que poderiam minimizar a aceleração vertical sob diferentes condições são obtidos.

### 3.0 METODOLOGIA

Para estudar a influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática, da qualidade da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico do caminhão CAT 775, fabricado pela Caterpillar, um modelo dinâmico é desenvolvido e validado a partir de resultados experimentais. Este capítulo descreve a metodologia empregada para o desenvolvimento e validação do modelo, bem como para as análises de influência descritas.

O procedimento de desenvolvimento, validação e análise é apresentado resumidamente no fluxograma da Figura 3-1. Primeiramente é desenvolvido o modelo dinâmico de parâmetros discretos com dez graus de liberdade a partir das equações de movimento do sistema. O modelo é validado com base em dados experimentais da pressão do gás nas quatro suspensões. O modelo validado é então utilizado para realizar análises paramétricas e de otimização que permitem entender como o comportamento dinâmico do caminhão, especialmente a vibração da cabine do operador e os ângulos de movimentação do chassi, é afetado por ajustes nos parâmetros da suspensão. Por fim é realizada a análise da influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão nos níveis de vibração da cabine.

Figura 3-1 – Fluxograma do procedimento de desenvolvimento, validação e análise.



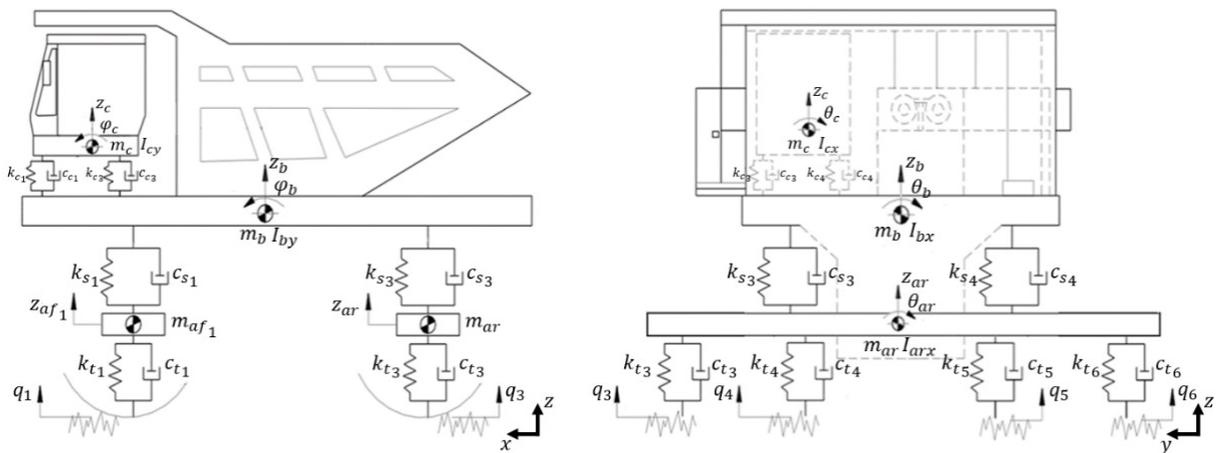
Fonte: Autor.

### 3.1 Modelo dinâmico de parâmetro discretos do caminhão CAT 775

O modelo dinâmico de parâmetros discretos do caminhão de minério CAT 775 é elaborado tendo como base o diagrama de corpo livre com dez graus de liberdade propostos por Long *et al.* (2021), sendo realizadas algumas adaptações. O modelo adaptado, que também possui dez graus de liberdade, é apresentado na Figura 3-2. Os eixos dianteiros são independentes e há um grau de liberdade de deslocamento vertical para cada lado ( $z_{af_1}, z_{af_2}$ ). Já o eixo traseiro é dependente e há dois graus de liberdade sendo um de deslocamento vertical e um de deslocamento angular ( $z_{ar}, \theta_{ar}$ ). O chassi e a cabine possuem três graus de liberdade cada. Os deslocamentos verticais e angulares do chassi são representados por  $z_b, \varphi_b$  e  $\theta_b$ , enquanto os deslocamentos verticais e angulares da cabine são representados por  $z_c, \varphi_c$  e  $\theta_c$ .

As massas e as inércias são representadas por  $m_{af_1}$  e  $m_{af_2}$  (eixos dianteiros),  $m_{ar}$  e  $I_{arx}$  (eixo traseiro),  $m_b, I_{bx}$ , e  $I_{by}$  (chassi) e  $m_c, I_{cx}$ , e  $I_{cy}$  (cabine). Os coeficientes de rigidez e amortecimento dos pneus são representados por  $k_{t_i}$  e  $c_{t_i}$ , respectivamente. Os coeficientes de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão hidropneumática são representados por  $k_{s_i}$  e  $c_{s_i}$ . Os coeficientes de rigidez e amortecimento das suspensões da cabine são representados por  $k_{c_i}$  e  $c_{c_i}$ . Por fim, as funções de excitação da superfície da estrada são denotadas por  $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5$  e  $q_6$ .

Figura 3-2 – Diagrama de corpo livre do modelo com dez graus de liberdade.



Fonte: Autor baseado em Long *et al.* (2021).

A seguir é apresentado o detalhamento do desenvolvimento do modelo dinâmico em seis seções. Primeiro são apresentadas as dez equações de movimento do modelo de parâmetros

discretos. Na seção seguinte são apresentados os dados e a geometria do caminhão estudado. A modelagem da suspensão hidropneumática e as excitações aplicadas no modelo (perfil da estrada e manobras) são apresentadas na sequência.

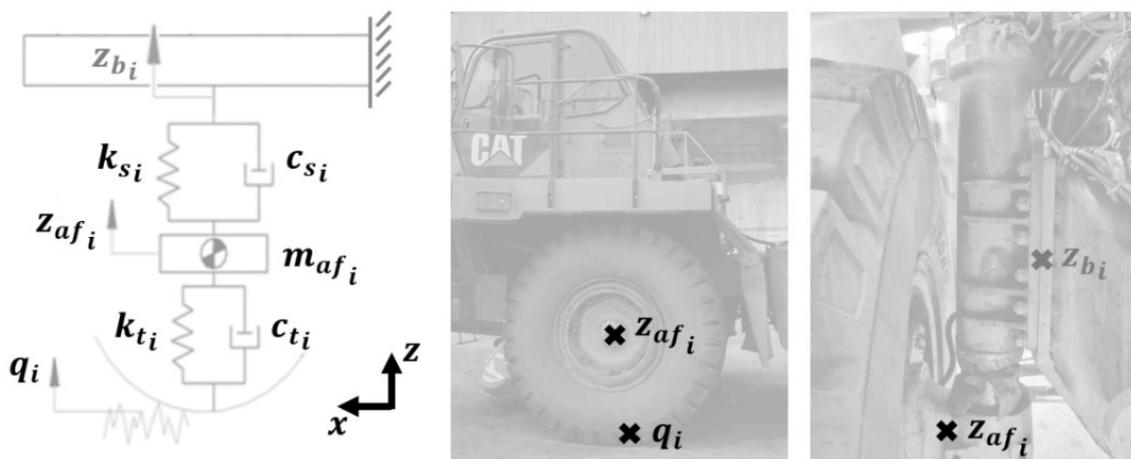
Na quinta seção são apresentadas as considerações da modelagem via diagrama de blocos e os métodos de solução disponíveis no SIMULINK. Por fim, é apresentado o método para definição do coeficiente de amortecimento do pneu e atenuação da resposta do modelo.

### 3.1.1 Equações de movimento do modelo

As dez equações de movimento são desenvolvidas com base nas teorias de parâmetros discretos, sendo uma equação para cada eixo dianteiro, duas equações para o eixo traseiro, três equações para o chassi e três equações para a cabine.

Os eixos dianteiros são independentes e, desconsiderando o grau de liberdade de esterçamento que não é avaliado no modelo de dinâmica vertical, cada eixo tem um grau de liberdade de deslocamento vertical ( $z_{af_1}, z_{af_2}$ ), conforme verifica-se na representação esquemática apresentada na Figura 3-3.

Figura 3-3 – Representação esquemática do eixo dianteiro.



Fonte: Autor.

A Eq. (3.1) e a Eq. (3.2) apresentam as equações de movimento obtidas pelo somatório de forças para o eixo dianteiro do lado esquerdo (subscrito 1) e para o eixo dianteiro do lado direito do caminhão (subscrito 2), sendo:

- $m_{af_1}$  e  $m_{af_2}$ : massas dos eixos dianteiros esquerdo e direito;

- $g$ : aceleração da gravidade;
- $k_{t_1}$ ,  $c_{t_1}$ ,  $k_{t_2}$  e  $c_{t_2}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento dos pneus dianteiros esquerdo e direito;
- $k_{s_1}$ ,  $c_{s_1}$ ,  $k_{s_2}$  e  $c_{s_2}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento das suspensões hidropneumáticas dianteiras do lado esquerdo e do lado direito. Na elaboração do diagrama de blocos as forças de rigidez e amortecimento das suspensões são consideradas conforme descrito na seção 3.1.3;
- $q_1$ ,  $\dot{q}_1$ ,  $q_2$  e  $\dot{q}_2$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de contato da pista com os pneus dianteiros esquerdo e direito;
- $z_{af_1}$ ,  $\dot{z}_{af_1}$ ,  $\ddot{z}_{af_1}$ ,  $z_{af_2}$ ,  $\dot{z}_{af_2}$  e  $\ddot{z}_{af_2}$ : deslocamentos, velocidades e acelerações verticais do centro de massa dos eixos dianteiros esquerdo e direito;
- $z_{b_1}$ ,  $\dot{z}_{b_1}$ ,  $z_{b_2}$  e  $\dot{z}_{b_2}$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões dianteiras no chassi do lado esquerdo e do lado direito.

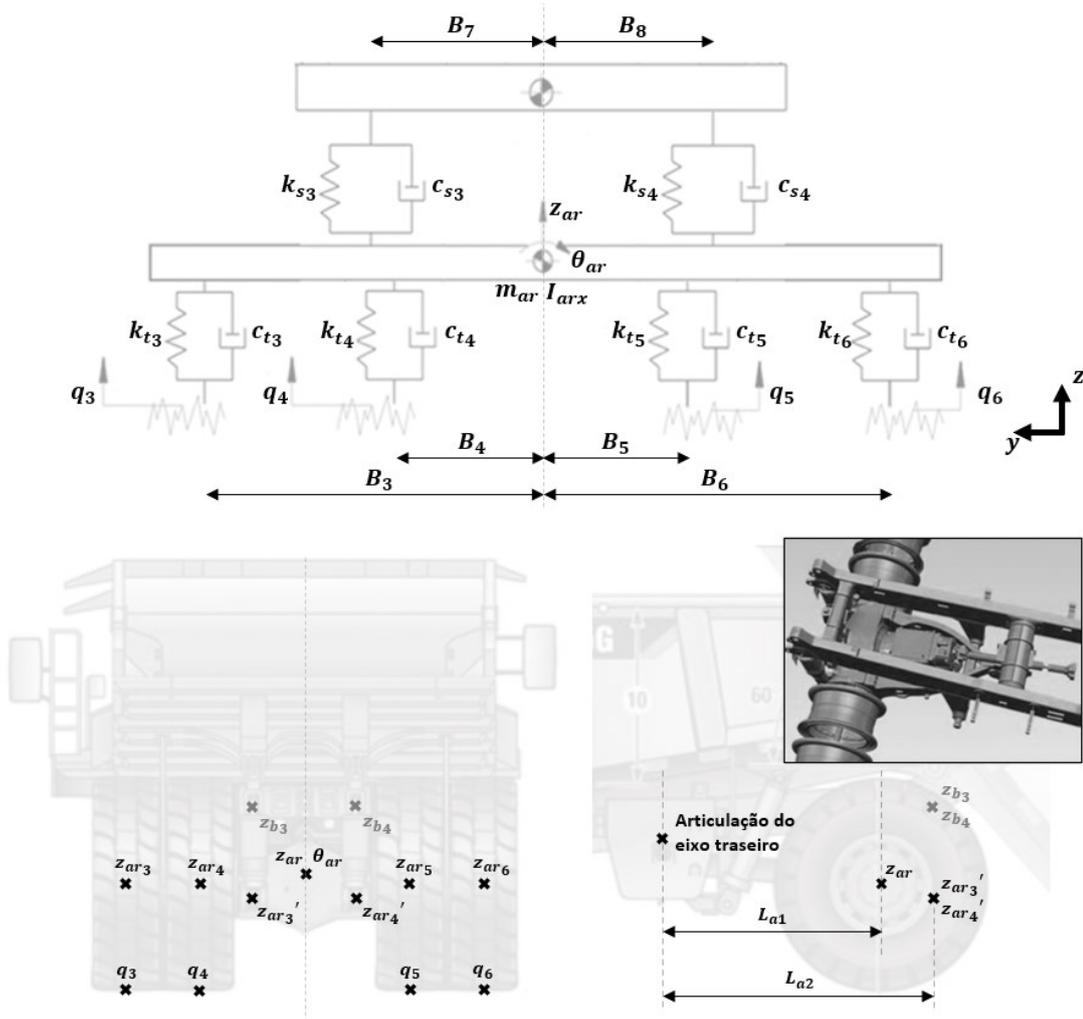
$$\begin{aligned} \sum F_z &= m_{af_1} \ddot{z}_{af_1} \\ &= -k_{t_1} (z_{af_1} - q_1) - c_{t_1} (\dot{z}_{af_1} - \dot{q}_1) - k_{s_1} (z_{af_1} - z_{b_1}) \\ &\quad - c_{s_1} (\dot{z}_{af_1} - \dot{z}_{b_1}) - m_{af_1} g \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z &= m_{af_2} \ddot{z}_{af_2} \\ &= -k_{t_2} (z_{af_2} - q_2) - c_{t_2} (\dot{z}_{af_2} - \dot{q}_2) - k_{s_2} (z_{af_2} - z_{b_2}) \\ &\quad - c_{s_2} (\dot{z}_{af_2} - \dot{z}_{b_2}) - m_{af_2} g \end{aligned} \quad (3.2)$$

Diferentemente dos eixos dianteiros, o eixo traseiro é dependente e possui dois graus de liberdade ( $z_{ar}$ ,  $\theta_{ar}$ ). Nesse eixo são montadas quatro rodas e duas suspensões conforme verifica-se na Figura 3-4. A posição longitudinal do centro de massa do eixo traseiro e a posição longitudinal das fixações das suspensões no eixo estão ligeiramente defasados. O eixo possui uma articulação e a defasagem entre o eixo e o ponto de fixação das suspensões é considerada a partir do somatório de momentos em torno dessa articulação.

A Eq. (3.3) e a Eq. (3.4) apresentam as equações do movimento para o eixo traseiro. A Eq. (3.3) é obtida pelo somatório de forças, enquanto a Eq. (3.4) é obtida pelo somatório de momentos em torno do eixo longitudinal (x), sendo:

Figura 3-4 – Representação esquemática do eixo traseiro.



Fonte: Autor.

- $m_{ar}$  e  $I_{arx}$ : massa e inércia do eixo traseiro em torno do eixo longitudinal ( $x$ );
- $g$ : aceleração da gravidade;
- $k_{t3}$ ,  $c_{t3}$ ,  $k_{t4}$ ,  $c_{t4}$ ,  $k_{t5}$ ,  $c_{t5}$ ,  $k_{t6}$  e  $c_{t6}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento dos pneus traseiros;
- $k_{s3}$ ,  $c_{s3}$ ,  $k_{s4}$  e  $c_{s4}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento das suspensões hidropneumáticas traseiras. Na elaboração do diagrama de blocos as forças de rigidez e amortecimento das suspensões são consideradas conforme descrito na seção 3.1.3;
- $q_3$ ,  $\dot{q}_3$ ,  $q_4$ ,  $\dot{q}_4$ ,  $q_5$ ,  $\dot{q}_5$ ,  $q_6$  e  $\dot{q}_6$ : deslocamentos e velocidades verticais do ponto de contato da pista com os pneus traseiros;
- $z_{ar}$ ,  $\ddot{z}_{ar}$ ,  $\theta_{ar}$ , e  $\ddot{\theta}_{ar}$ : deslocamentos e acelerações (vertical e angular) do centro de massa do eixo traseiro;

- $z_{ar_3}, \dot{z}_{ar_3}, z_{ar_4}, \dot{z}_{ar_4}, z_{ar_5}, \dot{z}_{ar_5}, z_{ar_6}$  e  $\dot{z}_{ar_6}$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das rodas no eixo traseiro. Os deslocamentos verticais são calculados a partir da Eq. (3.5) à Eq. (3.8);
- $z_{ar_3}', \dot{z}_{ar_3}', z_{ar_4}'$  e  $\dot{z}_{ar_4}'$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas no eixo traseiro. Os deslocamentos verticais são calculados a partir da Eq. (3.9) e da Eq. (3.10);
- $z_{b_3}, \dot{z}_{b_3}, z_{b_4}$  e  $\dot{z}_{b_4}$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas traseiras no chassi;
- $L_{a1}$  e  $L_{a2}$ : Distância longitudinal (eixo  $x$ ) do eixo traseiro ao pino de articulação e distância dos pontos de fixação das suspensões traseiras ao pino de articulação;
- $B_3, B_4, B_5$  e  $B_6$ : Distâncias transversais (eixo  $y$ ) dos pontos de fixação das rodas ao centro de massa do eixo traseiro;
- $B_7$  e  $B_8$ : Distâncias transversais (eixo  $y$ ) dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas ao centro de massa do eixo traseiro.

$$\begin{aligned}
\sum F_z &= m_{ar} \ddot{z}_{ar} \\
&= -k_{t_3}(z_{ar_3} - q_3) - c_{t_3}(\dot{z}_{ar_3} - \dot{q}_3) - k_{t_4}(z_{ar_4} - q_4) \\
&\quad - c_{t_4}(\dot{z}_{ar_4} - \dot{q}_4) - k_{t_5}(z_{ar_5} - q_5) - c_{t_5}(\dot{z}_{ar_5} - \dot{q}_5) \\
&\quad - k_{t_6}(z_{ar_6} - q_6) - c_{t_6}(\dot{z}_{ar_6} - \dot{q}_6) - k_{s_3}(z_{ar_3}' - z_{b_3}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} \\
&\quad - c_{s_3}(\dot{z}_{ar_3}' - \dot{z}_{b_3}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} - k_{s_4}(z_{ar_4}' - z_{b_4}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} \\
&\quad - c_{s_4}(\dot{z}_{ar_4}' - \dot{z}_{b_4}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} - m_{ar} g
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_x &= I_{arx} \ddot{\theta}_{ar} \\
&= -k_{t_3}(z_{ar_3} - q_3)B_3 - c_{t_3}(\dot{z}_{ar_3} - \dot{q}_3)B_3 - k_{t_4}(z_{ar_4} - q_4)B_4 \\
&\quad - c_{t_4}(\dot{z}_{ar_4} - \dot{q}_4)B_4 + k_{t_5}(z_{ar_5} - q_5)B_5 + c_{t_5}(\dot{z}_{ar_5} - \dot{q}_5)B_5 \\
&\quad + k_{t_6}(z_{ar_6} - q_6)B_6 + c_{t_6}(\dot{z}_{ar_6} - \dot{q}_6)B_6 - k_{s_3}(z_{ar_3}' - z_{b_3}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} B_7 \\
&\quad - c_{s_3}(\dot{z}_{ar_3}' - \dot{z}_{b_3}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} B_7 + k_{s_4}(z_{ar_4}' - z_{b_4}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} B_8 \\
&\quad + c_{s_4}(\dot{z}_{ar_4}' - \dot{z}_{b_4}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} B_8
\end{aligned} \tag{3.4}$$

$$z_{ar3} = z_{ar} + B_3\theta_{ar} \quad (3.5)$$

$$z_{ar4} = z_{ar} + B_4\theta_{ar} \quad (3.6)$$

$$z_{ar5} = z_{ar} - B_5\theta_{ar} \quad (3.7)$$

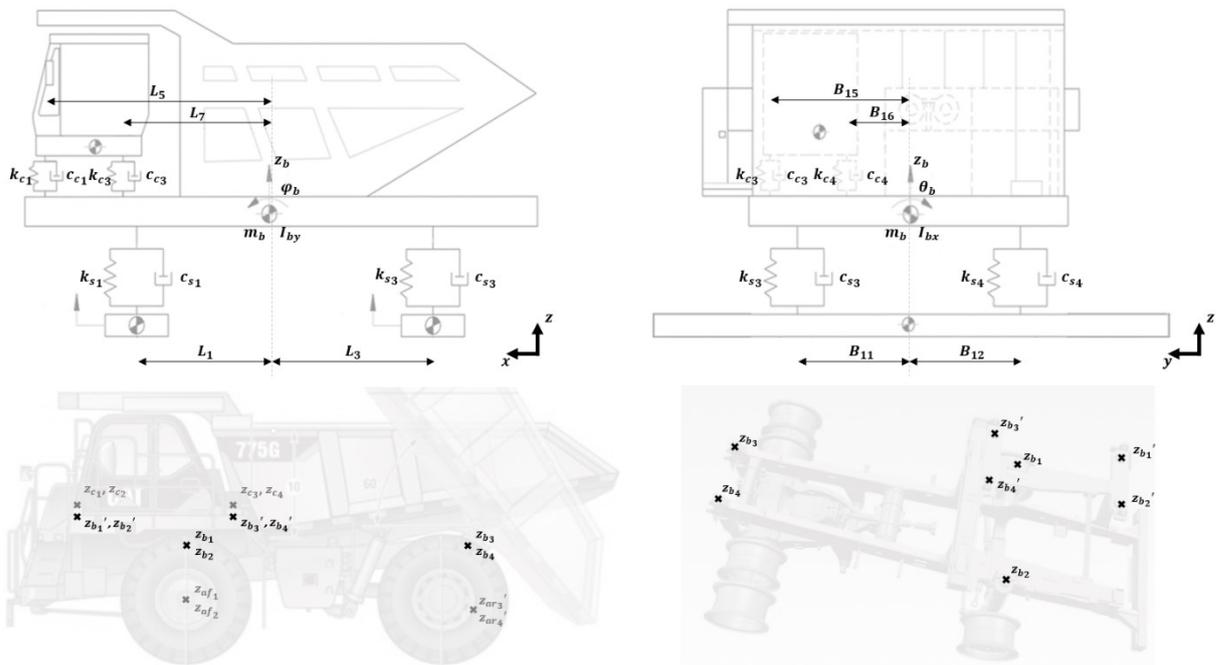
$$z_{ar6} = z_{ar} - B_6\theta_{ar} \quad (3.8)$$

$$z_{ar3}' = (z_{ar} + B_7\theta_{ar}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} \quad (3.9)$$

$$z_{ar4}' = (z_{ar} - B_8\theta_{ar}) \frac{L_{a2}}{L_{a1}} \quad (3.10)$$

O sub-modelo que inclui a estrutura do chassi, a caçamba e os componentes fixos ao chassi possui três graus de liberdade ( $z_b$ ,  $\varphi_b$ ,  $\theta_b$ ). A representação esquemática é apresentada na Figura 3-5.

Figura 3-5 – Representação esquemática do chassi.



Fonte: Autor.

A Eq. (3.11), a Eq. (3.12) e a Eq. (3.13) apresentam as equações do movimento para o chassi. A Eq. (3.11) é obtida a partir do somatório de forças, enquanto a Eq. (3.12) e a Eq. (3.13) são obtidas a partir do somatório de momentos nos eixos lateral (y) e longitudinal (x), sendo:

- $m_b$ ,  $I_{by}$  e  $I_{bx}$ : massa e inércias em torno do eixo lateral (y) e do eixo longitudinal (x) do chassi, já incluindo as massas de todas as estruturas, componentes fixos à estrutura principal do chassi e massa de material na caçamba;

- $g$ : aceleração da gravidade;
- $k_{s_1}, c_{s_1}, k_{s_2}, c_{s_2}, k_{s_3}, c_{s_3}, k_{s_4}$  e  $c_{s_4}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento das suspensões hidropneumáticas dianteira e traseira. Na elaboração do diagrama de blocos as forças de rigidez e amortecimento das suspensões são consideradas conforme descrito na seção 3.1.3;
- $k_{c_1}, c_{c_1}, k_{c_2}, c_{c_2}, k_{c_3}, c_{c_3}, k_{c_4}$  e  $c_{c_4}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento das suspensões da cabine;
- $z_b, \ddot{z}_b, \varphi_b, \ddot{\varphi}_b, \theta_b$  e  $\ddot{\theta}_b$ : deslocamentos e acelerações (vertical e angular) do centro de massa do chassi;
- $z_{af_1}, \dot{z}_{af_1}, z_{af_2}, \dot{z}_{af_2}, z_{ar_3'}, \dot{z}_{ar_3'}, z_{ar_4}'$  e  $\dot{z}_{ar_4}'$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas nos eixos dianteiro e no eixo traseiro;
- $z_{b_1}, \dot{z}_{b_1}, z_{b_2}, \dot{z}_{b_2}, z_{b_3}, \dot{z}_{b_3}, z_{b_4}$  e  $\dot{z}_{b_4}$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas no chassi. Os deslocamentos verticais são calculados a partir da Eq. (3.14) à Eq. (3.17);
- $z_{b_1}', \dot{z}_{b_1}', z_{b_2}', \dot{z}_{b_2}', z_{b_3}', \dot{z}_{b_3}', z_{b_4}'$  e  $\dot{z}_{b_4}'$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões da cabine no chassi. Os deslocamentos verticais são calculados a partir da Eq. (3.18) à Eq. (3.21);
- $z_{c_1}, \dot{z}_{c_1}, z_{c_2}, \dot{z}_{c_2}, z_{c_3}, \dot{z}_{c_3}, z_{c_4}$  e  $\dot{z}_{c_4}$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões da cabine na cabine;
- $L_1, L_2, L_3$  e  $L_4$ : Distâncias longitudinais (eixo  $x$ ) dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas no chassi ao centro de massa do chassi;
- $B_9, B_{10}, B_{11}$  e  $B_{12}$ : Distâncias transversais (eixo  $y$ ) dos pontos de fixação das suspensões hidropneumáticas no chassi ao centro de massa do chassi;
- $L_5, L_6, L_7$  e  $L_8$ : Distâncias longitudinais (eixo  $x$ ) dos pontos de fixação das suspensões da cabine no chassi ao centro de massa do chassi;
- $B_{13}, B_{14}, B_{15}$  e  $B_{16}$ : Distâncias transversais (eixo  $y$ ) dos pontos de fixação das suspensões da cabine no chassi ao centro de massa do chassi;
- $M_{x_{ext}}$ : Momento externo em torno do eixo longitudinal (eixo  $x$ ) que passa pelo centro de massa do chassi;
- $M_{y_{ext}}$ : Momento externo em torno do eixo lateral (eixo  $y$ ) que passa pelo centro de massa do chassi.

$$\begin{aligned}
\sum F_z = m_b \ddot{z}_b &= -k_{s_1}(z_{b_1} - z_{af_1}) - c_{s_1}(\dot{z}_{b_1} - \dot{z}_{af_1}) - k_{s_2}(z_{b_2} - z_{af_2}) \\
&\quad - c_{s_2}(\dot{z}_{b_2} - \dot{z}_{af_2}) - k_{s_3}(z_{b_3} - z_{ar_3}') - c_{s_3}(\dot{z}_{b_3} - \dot{z}_{ar_3}') \\
&\quad - k_{s_4}(z_{b_4} - z_{ar_4}') - c_{s_4}(\dot{z}_{b_4} - \dot{z}_{ar_4}') - k_{c_1}(z_{b_1}' - z_{c_1}) \\
&\quad - c_{c_1}(\dot{z}_{b_1}' - \dot{z}_{c_1}) - k_{c_2}(z_{b_2}' - z_{c_2}) - c_{c_2}(\dot{z}_{b_2}' - \dot{z}_{c_2}) \\
&\quad - k_{c_3}(z_{b_3}' - z_{c_3}) - c_{c_3}(\dot{z}_{b_3}' - \dot{z}_{c_3}) - k_{c_4}(z_{b_4}' - z_{c_4}) \\
&\quad - c_{c_4}(\dot{z}_{b_4}' - \dot{z}_{c_4}) - m_b g
\end{aligned} \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_y = I_{by} \ddot{\phi}_b &= +k_{s_1}(z_{b_1} - z_{af_1})L_1 + c_{s_1}(\dot{z}_{b_1} - \dot{z}_{af_1})L_1 + k_{s_2}(z_{b_2} - z_{af_2})L_2 \\
&\quad + c_{s_2}(\dot{z}_{b_2} - \dot{z}_{af_2})L_2 - k_{s_3}(z_{b_3} - z_{ar_3}')L_3 - c_{s_3}(\dot{z}_{b_3} - \dot{z}_{ar_3}')L_3 \\
&\quad - k_{s_4}(z_{b_4} - z_{ar_4}')L_4 - c_{s_4}(\dot{z}_{b_4} - \dot{z}_{ar_4}')L_4 + k_{c_1}(z_{b_1}' - z_{c_1})L_5 \\
&\quad + c_{c_1}(\dot{z}_{b_1}' - \dot{z}_{c_1})L_5 + k_{c_2}(z_{b_2}' - z_{c_2})L_6 + c_{c_2}(\dot{z}_{b_2}' - \dot{z}_{c_2})L_6 \\
&\quad + k_{c_3}(z_{b_3}' - z_{c_3})L_7 + c_{c_3}(\dot{z}_{b_3}' - \dot{z}_{c_3})L_7 + k_{c_4}(z_{b_4}' - z_{c_4})L_8 \\
&\quad + c_{c_4}(\dot{z}_{b_4}' - \dot{z}_{c_4})L_8 + M_{y\_ext}
\end{aligned} \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_x = I_{bx} \ddot{\theta}_b &= -k_{s_1}(z_{b_1} - z_{af_1})B_9 - c_{s_1}(\dot{z}_{b_1} - \dot{z}_{af_1})B_9 \\
&\quad + k_{s_2}(z_{b_2} - z_{af_2})B_{10} + c_{s_2}(\dot{z}_{b_2} - \dot{z}_{af_2})B_{10} \\
&\quad - k_{s_3}(z_{b_3} - z_{ar_3}')B_{11} - c_{s_3}(\dot{z}_{b_3} - \dot{z}_{ar_3}')B_{11} \\
&\quad + k_{s_4}(z_{b_4} - z_{ar_4}')B_{12} + c_{s_4}(\dot{z}_{b_4} - \dot{z}_{ar_4}')B_{12} - k_{c_1}(z_{b_1}' - z_{c_1})B_{13} \\
&\quad - c_{c_1}(\dot{z}_{b_1}' - \dot{z}_{c_1})B_{13} - k_{c_2}(z_{b_2}' - z_{c_2})B_{14} - c_{c_2}(\dot{z}_{b_2}' - \dot{z}_{c_2})B_{14} \\
&\quad - k_{c_3}(z_{b_3}' - z_{c_3})B_{15} - c_{c_3}(\dot{z}_{b_3}' - \dot{z}_{c_3})B_{15} - k_{c_4}(z_{b_4}' - z_{c_4})B_{16} \\
&\quad - c_{c_4}(\dot{z}_{b_4}' - \dot{z}_{c_4})B_{16} + M_{x\_ext}
\end{aligned} \tag{3.13}$$

$$z_{b_1} = z_b + B_9 \theta_b - L_1 \varphi_b \tag{3.14}$$

$$z_{b_2} = z_b - B_{10} \theta_b - L_2 \varphi_b \tag{3.15}$$

$$z_{b_3} = z_b + B_{11} \theta_b + L_3 \varphi_b \tag{3.16}$$

$$z_{b_4} = z_b - B_{12} \theta_b + L_4 \varphi_b \tag{3.17}$$

$$z_{b_1}' = z_b + B_{13} \theta_b - L_5 \varphi_b \tag{3.18}$$

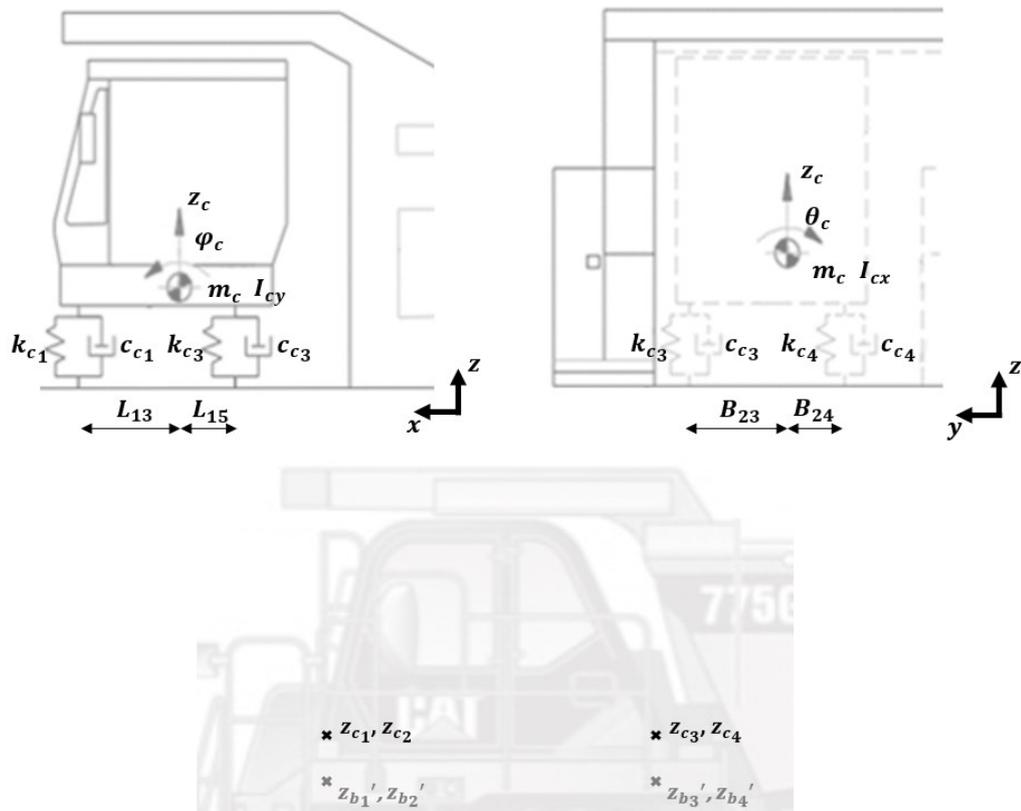
$$z_{b_2}' = z_b + B_{14} \theta_b - L_6 \varphi_b \tag{3.19}$$

$$z_{b_3}' = z_b + B_{15} \theta_b - L_7 \varphi_b \tag{3.20}$$

$$z_{b_4}' = z_b + B_{16} \theta_b - L_8 \varphi_b \tag{3.21}$$

A Figura 3-6 apresenta a representação esquemática da cabine do operador que possui três graus de liberdade ( $z_c, \varphi_c, \theta_c$ ).

Figura 3-6 – Representação esquemática da cabine.



Fonte: Autor.

A Eq. (3.22), a Eq. (3.23) e a Eq. (3.24) apresentam as equações para a cabine. A Eq. (3.22) é obtida a partir do somatório de forças, enquanto a Eq. (3.23) e a Eq. (3.24) são obtidas a partir do somatório de momentos nos eixos lateral ( $y$ ) e longitudinal ( $x$ ), sendo:

- $m_c, I_{cy}$  e  $I_{cx}$ : massa e inércias em torno do eixo lateral ( $y$ ) e do eixo longitudinal ( $x$ ) da cabine;
- $g$ : aceleração da gravidade;
- $k_{c1}, c_{c1}, k_{c2}, c_{c2}, k_{c3}, c_{c3}, k_{c4}$  e  $c_{c4}$ : coeficientes de rigidez e amortecimento das suspensões da cabine;
- $z_c, \ddot{z}_c, \varphi_c, \ddot{\varphi}_c, \theta_c$  e  $\ddot{\theta}_c$ : deslocamentos e acelerações (vertical e angular) do centro de massa da cabine;
- $z_{c1}, \dot{z}_{c1}, z_{c2}, \dot{z}_{c2}, z_{c3}, \dot{z}_{c3}, z_{c4}$  e  $\dot{z}_{c4}$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões da cabine na cabine. Os deslocamentos verticais são calculados a partir da Eq. (3.25) à Eq. (3.28);

- $z_{b_1}'$ ,  $z_{b_1}''$ ,  $z_{b_2}'$ ,  $z_{b_2}''$ ,  $z_{b_3}'$ ,  $z_{b_3}''$ ,  $z_{b_4}'$  e  $z_{b_4}''$ : deslocamentos e velocidades verticais dos pontos de fixação das suspensões da cabine no chassi;
- $L_{13}$ ,  $L_{14}$ ,  $L_{15}$  e  $L_{16}$ : Distâncias longitudinais (eixo  $x$ ) dos pontos de fixação das suspensões da cabine na cabine ao centro de massa da cabine;
- $B_{21}$ ,  $B_{22}$ ,  $B_{23}$  e  $B_{24}$ : Distâncias transversais (eixo  $y$ ) dos pontos de fixação das suspensões da cabine na cabine ao centro de massa da cabine.

$$\begin{aligned} \sum F_z = m_c \ddot{z}_c = & -k_{c_1}(z_{c_1} - z_{b_1}') - c_{c_1}(\dot{z}_{c_1} - \dot{z}_{b_1}') - k_{c_2}(z_{c_2} - z_{b_2}') \\ & - c_{c_2}(\dot{z}_{c_2} - \dot{z}_{b_2}') - k_{c_3}(z_{c_3} - z_{b_3}') - c_{c_3}(\dot{z}_{c_3} - \dot{z}_{b_3}') \\ & - k_{c_4}(z_{c_4} - z_{b_4}') - c_{c_4}(\dot{z}_{c_4} - \dot{z}_{b_4}') - m_c g \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y = I_{cy} \ddot{\phi}_b = & +k_{c_1}(z_{c_1} - z_{b_1}')L_{13} + c_{c_1}(\dot{z}_{c_1} - \dot{z}_{b_1}')L_{13} + k_{c_2}(z_{c_2} - z_{b_2}')L_{14} \\ & + c_{c_2}(\dot{z}_{c_2} - \dot{z}_{b_2}')L_{14} - k_{c_3}(z_{c_3} - z_{b_3}')L_{15} - c_{c_3}(\dot{z}_{c_3} - \dot{z}_{b_3}')L_{15} \\ & - k_{c_4}(z_{c_4} - z_{b_4}')L_{16} - c_{c_4}(\dot{z}_{c_4} - \dot{z}_{b_4}')L_{16} \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = I_{cx} \ddot{\theta}_c = & -k_{c_1}(z_{c_1} - z_{b_1}')B_{21} - c_{c_1}(\dot{z}_{c_1} - \dot{z}_{b_1}')B_{21} + k_{c_2}(z_{c_2} - z_{b_2}')B_{22} \\ & + c_{c_2}(\dot{z}_{c_2} - \dot{z}_{b_2}')B_{22} - k_{c_3}(z_{c_3} - z_{b_3}')B_{23} - c_{c_3}(\dot{z}_{c_3} - \dot{z}_{b_3}')B_{23} \\ & + k_{c_4}(z_{c_4} - z_{b_4}')B_{24} + c_{c_4}(\dot{z}_{c_4} - \dot{z}_{b_4}')B_{24} \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$z_{c_1} = z_c + B_{21}\theta_c - L_{13}\varphi_c \quad (3.25)$$

$$z_{c_2} = z_c - B_{22}\theta_c - L_{14}\varphi_c \quad (3.26)$$

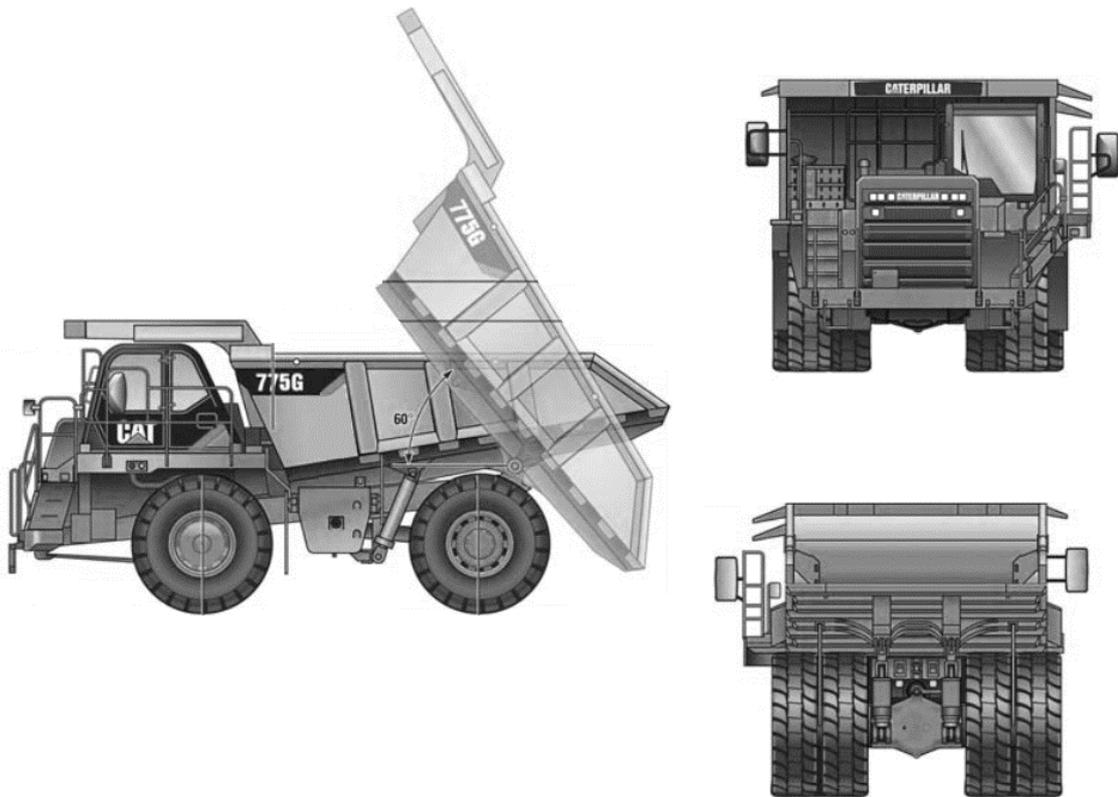
$$z_{c_3} = z_c + B_{23}\theta_c + L_{15}\varphi_c \quad (3.27)$$

$$z_{c_4} = z_c - B_{24}\theta_c + L_{16}\varphi_c \quad (3.28)$$

### 3.1.2 Geometria e dados do caminhão

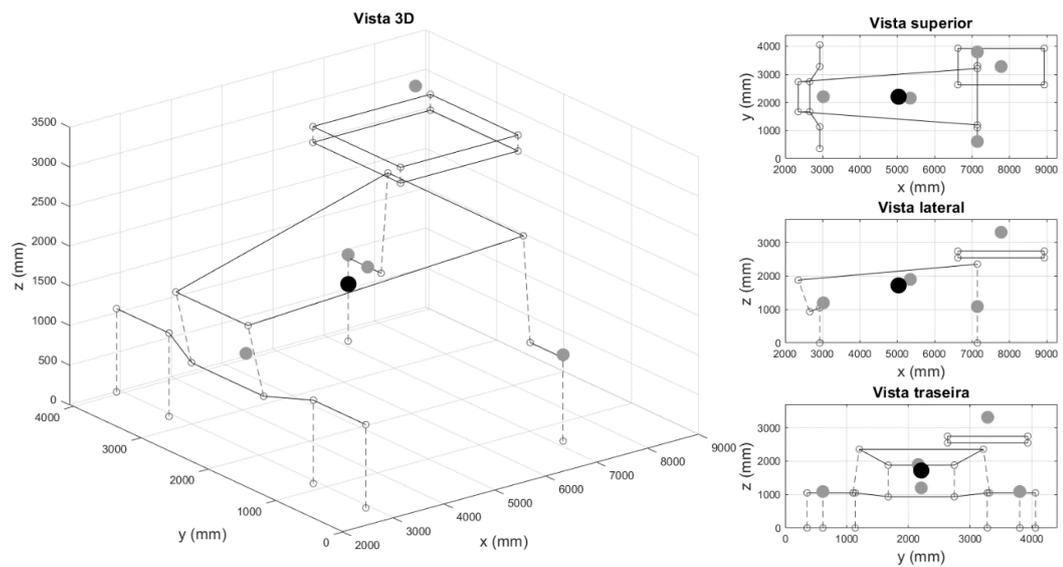
A Figura 3-7 apresenta os desenhos esquemáticos do caminhão CAT 775 que são usados como referência na elaboração do modelo. As principais dimensões são apresentadas no catálogo da Caterpillar (CATERPILLAR, 2012). A Figura 3-8 e a Figura 3-9 apresentam a geometria que é considerada no modelo para a condição do caminhão descarregado e para a condição do caminhão carregado. O centro de cada massa considerada no modelo é identificado, bem como o centro de massa global do caminhão.

Figura 3-7 – Desenho esquemático em três vistas do caminhão CAT 775.



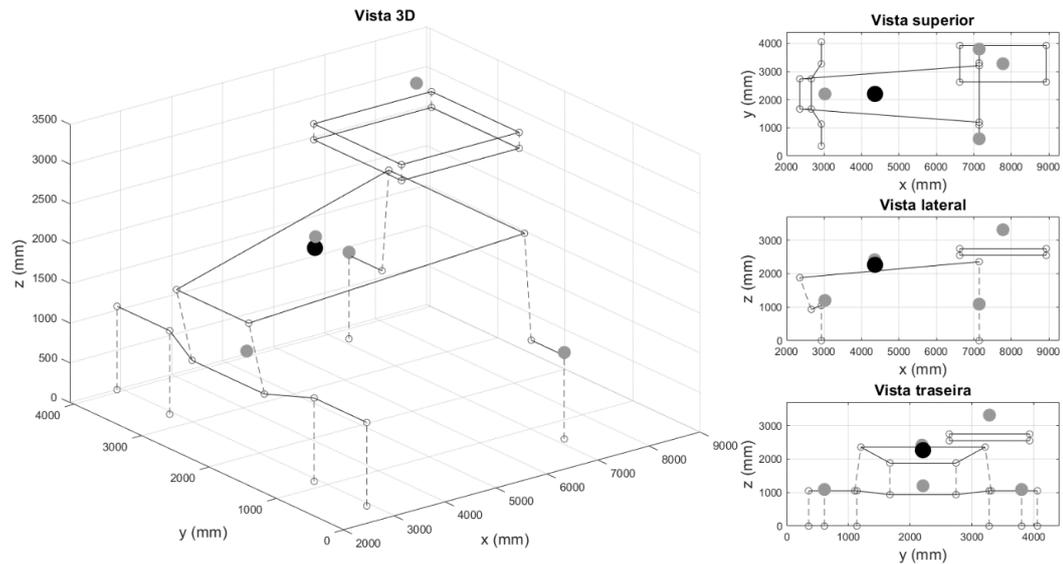
Fonte: Catálogo do fabricante (CATERPILLAR, 2012).

Figura 3-8 – Desenho esquemático em quatro vistas das posições dos centros de massa e das principais dimensões do modelo do caminhão sem carga.



Fonte: Autor.

Figura 3-9 – Desenho esquemático em quatro vistas das posições dos centros de massa e das principais dimensões do modelo do caminhão com carga.



Fonte: Autor.

A Tabela 3-1 apresenta um comparativo das massas e da distribuição de massas entre os eixos do caminhão CAT 775 para as condições descarregado e carregado. A massa total na condição descarregado, isto é, sem minério na caçamba, é de 47,5 t e a distribuição de massa é de 50% para o eixo dianteiro e 50% para o eixo traseiro. Quando o caminhão está com a carga nominal de material recomendada pelo fabricante de 64 t, a massa total do veículo é de 111,5 t. Nessa condição, o centro de massa se desloca para a parte traseira e a distribuição de massa é de 34% para o eixo dianteiro e 66% para o eixo traseiro. Essa diferença na distribuição de massa entre as duas condições pode ser verificada nas posições do centro de massa global apresentadas na Figura 3-8 e na Figura 3-9. Além disso, destaca-se que os momentos de inércia em torno dos eixos de rotação do chassi também são maiores para a condição do caminhão carregado.

Tabela 3-1 – Comparativo das massas e da distribuição de massas entre os eixos do caminhão CAT 775 para as condições descarregado e carregado.

Condição	Descarregado	Carregado
Massa do caminhão sem material	47,5 t	47,5 t
Massa de material na caçamba	0 t	64,0 t
Massa total	47,5 t	111,5 t
Distribuição de massa entre os eixos	50%/50%	34%/66%

Os valores dos principais parâmetros considerados no modelo dinâmico são apresentados na Tabela 3-2. Alguns valores são obtidos diretamente do catálogo do fabricante. Outros são estimados com base em dados disponíveis na literatura.

Tabela 3-2 – Parâmetros considerados no modelo.

Parâmetro	Unidade	Valor	
		Descarregado (0 t)	Carregado (64 t)
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	9,81	
$m_{af_1}$	[kg]	1.872	
$m_{af_2}$	[kg]	1.872	
$m_{ar}$	[kg]	10.804	
$I_{arx}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	15.952	
$m_b$	[kg]	31.449	95.449
$I_{bx}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	96.730	267.695
$I_{by}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	160.140	483.313
$m_c$	[kg]	1.470	
$I_{cx}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	858	
$I_{cy}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	1.249	
$k_{t_i}$	[N/m]	2,0 x 10 <sup>6</sup>	
$c_{t_i}$	[N.s/m]	Apresentado na seção 3.1.6.	
$k_{s_i}$	[N/m]	Apresentado na seção 3.1.3.	
$c_{s_i}$	[N.s/m]		
$k_{c_i}$	[N/m]	1,0 x 10 <sup>6</sup>	
$c_{c_i}$	[N.s/m]	1,0 x 10 <sup>4</sup>	
$L_{a1}$	[mm]	2.197	
$L_{a2}$	[mm]	2.547	
$L_1$	[mm]	1.795	2.792
$L_2$	[mm]	1.795	2.792
$L_3$	[mm]	2.995	1.998
$L_4$	[mm]	2.995	1.998
$L_5$	[mm]	3.585	4.582
$L_6$	[mm]	3.585	4.582
$L_7$	[mm]	1.275	2.272
$L_8$	[mm]	1.275	2.272
$L_{13}$	[mm]	1.155	
$L_{14}$	[mm]	1.155	
$L_{15}$	[mm]	1.155	
$L_{16}$	[mm]	1.155	
$B_3$	[mm]	1.850	
$B_4$	[mm]	1.070	
$B_5$	[mm]	1.070	
$B_6$	[mm]	1.850	
$B_7$	[mm]	535	
$B_8$	[mm]	535	
$B_9$	[mm]	1.055	1.022
$B_{10}$	[mm]	955	988
$B_{11}$	[mm]	585	552
$B_{12}$	[mm]	485	518
$B_{13}$	[mm]	1.775	1.742

Tabela 3-2 – Parâmetros considerados no modelo. (Continuação).

$B_{14}$	[mm]	475	442
$B_{15}$	[mm]	1.775	1.742
$B_{16}$	[mm]	475	442
$B_{21}$	[mm]	650	
$B_{22}$	[mm]	650	
$B_{23}$	[mm]	650	
$B_{24}$	[mm]	650	

Fonte: Autor.

### 3.1.3 Modelagem da suspensão hidropneumática

Quatro blocos para representar as suspensões hidropneumáticas são incluídos no diagrama do modelo dinâmico. A entrada dos blocos é o deslocamento das suspensões ao longo do tempo e ao realizar a derivada desse sinal é possível obter a velocidade das suspensões no tempo. Assim, a partir desses sinais é possível calcular, respectivamente, a força de rigidez (“força do gás”) e a força de amortecimento (“força do óleo”). A soma dessas duas parcelas é a força exercida pela suspensão no sistema (saída do bloco).

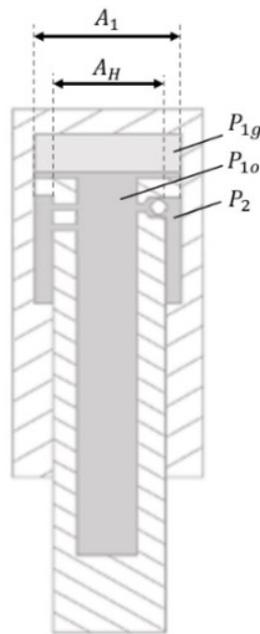
As equações utilizadas na elaboração desses blocos são desenvolvidas com base nos conceitos apresentados na revisão teórica. Para o desenvolvimento das equações é considerada a configuração de suspensão hidropneumática mais utilizada em caminhões de minério. Conforme proposto por Oscarsson (2015), algumas simplificações são feitas para encontrar as equações que são apresentadas nessa seção, a saber:

- A pressão ambiente é desprezada: os níveis normais de pressão de trabalho nos cilindros, bem como as pressões de pré-carga, são significativamente maiores do que a pressão ambiente que, portanto, pode ser desprezada;
- Pesos dos componentes não são incluídos: os pesos dos componentes da HPS são pequenos comparados com outras forças atuantes, podendo ser desprezados;
- Forças de atrito não são consideradas: as forças de atrito ocorrem principalmente devido aos elementos de guia e vedação de óleo dentro do cilindro. A força de atrito originada das vedações de óleo, que aumentam com a pressão, podem adicionar de 10% a 20% às forças do fluido para um amortecedor convencional (OSCARSSON, 2015). Dessa forma, não é improvável que esse percentual possa ser ainda maior para o sistema de suspensão hidropneumática, com pressões muito altas para serem

vedadas. No entanto, na formulação apresentada a seguir, as forças de atrito não são consideradas, por simplificação.

A Figura 3-10 apresenta uma representação esquemática identificando a área do pistão ( $A_1$ ) e a área da haste ( $A_H$ ). A área da câmara anular ( $A_2$ ) é calculada pela subtração da área do pistão pela área da haste (Eq. (3.29)). A pressão do gás é dada por  $P_{1g}$ , a pressão do óleo na câmara principal,  $P_{1o}$ , e a pressão do óleo na câmara anular,  $P_2$ .

Figura 3-10 – Representação esquemática da suspensão (áreas e pressões).



Fonte: Autor.

$$A_2 = A_1 - A_H \quad (3.29)$$

Nesse caso, a pressão do óleo ( $P_{1o}$ ) é considerada igual à pressão do gás ( $P_{1g}$ ), sendo calculada uma pressão única  $P_1$  para a câmara principal (Eq. (3.30)). Assim, aplicando o somatório de força na haste é obtida a equação para a força da suspensão  $F_{susp}$  (Eq. (3.31)). Ressalta-se que a força é positiva durante a compressão e negativa durante a extensão.

$$P_{1o} = P_{1g} = P_1 \quad (3.30)$$

$$F_{susp} = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (3.31)$$

Realizando as devidas manipulações da Eq. (3.31) é possível obter a força da suspensão conforme apresentado pela Eq. (3.32), na qual a diferença entre as pressões das duas câmaras é dada por  $\Delta P$  (Eq. (3.33)).

$$F_{susp} = P_1(A_1 - A_2) + \Delta P A_2 \quad (3.32)$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (3.33)$$

O primeiro termo da Eq. (3.32) representa a força da mola exercida pela pressão  $P_1$  do gás. Já o segundo termo, que contém a diferença de pressão entre as câmaras ( $\Delta P$ ), representa a força de amortecimento da suspensão.

O cálculo da pressão  $P_1$  e, conseqüentemente, a equação da força da mola, é desenvolvido a partir da equação de processo politrópico dos gases ideais. A mudança de estado do gás é descrita conforme apresentado na Eq. (3.34), na qual  $P_{g0}$  é a pressão inicial do gás,  $V_{g0}$  é o volume inicial,  $P_{gt}$  é a pressão em um instante qualquer,  $V_{gt}$  é o volume em um instante qualquer e  $r$  é o índice politrópico.

$$P_{g0} V_{g0}^r = P_{gt} V_{gt}^r \quad (3.34)$$

Dessa forma, a pressão em um instante qualquer é descrita conforme apresentado na Eq. (3.35). Considerando o óleo como um fluido incompressível e o cilindro como um componente rígido (assim como as linhas e acessórios), o volume do gás em um instante qualquer é descrito a partir do volume inicial subtraindo o volume deslocado pela haste do pistão no caso de movimento de compressão, sendo o deslocamento descrito por  $x_s$ . No caso da extensão o volume do gás irá aumentar em relação ao volume inicial também o equivalente ao volume deslocado pela haste. A equação Eq. (3.36) descreve o volume do gás em um instante qualquer. O deslocamento positivo ocorre durante a compressão.

$$P_{gt} = \frac{P_{g0} V_{g0}^r}{V_{gt}^r} \quad (3.35)$$

$$V_{gt} = V_{g0} - x_s(A_1 - A_2) \quad (3.36)$$

Combinando o primeiro termo da Eq. (3.32), destacado pela Eq. (3.37), com a Eq. (3.35) e a Eq. (3.36) é possível descrever a força da mola ( $F_{gas}$ ) conforme apresentado pela Eq. (3.38).

$$F_{gas} = P_{gt}(A_1 - A_2) \quad (3.37)$$

$$F_{gas} = \frac{P_{g0} V_{g0}^r}{[V_{g0} - x_s(A_1 - A_2)]^r} (A_1 - A_2) \quad (3.38)$$

Verifica-se pela Eq. (3.38) que a força do gás é uma função não linear do deslocamento da suspensão ( $x_s$ ). Além do deslocamento, a força do gás é função também de características geométricas do cilindro (área do pistão e da haste), do coeficiente politrópico do gás e do ajuste inicial de pressão e volume do gás.

Já a equação para a diferença de pressão entre as câmaras e, conseqüentemente, a equação da força de amortecimento (segundo termo da Eq. (3.32)), é desenvolvida a partir da equação de vazão de fluido  $Q_{res}$  em um orifício (Eq. (3.39)) que é derivada a partir da equação de Bernoulli considerando um fluido incompressível e um fluxo turbulento. A vazão é proporcional à área da seção do orifício ( $A_r$ ), ao coeficiente de descarga ( $C_d$ ) e à raiz quadrada da diferença de pressão ( $\Delta P_{res}$ ). A densidade mássica do óleo ( $\rho$ ) também é considerada. Rearranjando a Eq. (3.39) é possível obter a equação da diferença de pressão em função da vazão (Eq.(3.40)).

$$Q_{res} = C_d A_r \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_{res}} \quad (3.39)$$

$$\Delta P_{res} = \frac{\rho Q_{res}^2}{2 (C_d A_r)^2} \quad (3.40)$$

No caso da suspensão hidropneumática os resistores de fluxo são as válvulas de amortecimento e de retenção que são instaladas em paralelo entre as duas câmaras de óleo. Portanto, a diferença de pressão para cada válvula de amortecimento ( $\Delta P_{dv}$ ) é igual à diferença de pressão para cada válvula de retenção ( $\Delta P_{cv}$ ), conforme apresentado na Eq. (3.41). A vazão de óleo através de cada válvula ( $Q_{dv}$  para a válvula de amortecimento e  $Q_{cv}$  para a válvula de retenção) é proporcional à resistência da válvula. A vazão total de óleo ( $Q_t$ ) é a soma das vazões

através das válvulas e também é descrita a partir da velocidade de deslocamento da suspensão ( $\dot{x}_s$ ), conforme apresentado na Eq. (3.42). A quantidade de válvulas de amortecimento e de válvulas de retenção são  $q_{dv}$  e  $q_{cv}$ , respectivamente.

$$\Delta P = \Delta P_{dv} = \Delta P_{cv} \quad (3.41)$$

$$Q_t = \dot{x}_s A_2 = q_{dv} Q_{dv} + q_{cv} Q_{cv} \quad (3.42)$$

Ao combinar a Eq. (3.40), a Eq. (3.41) e a Eq. (3.42), é possível calcular a diferença de pressão entre as câmaras e, em seguida, obter a força de amortecimento da suspensão ( $F_{\acute{o}leo}$ ), conforme apresentado pela Eq. (3.43). Quando a suspensão está em compressão,  $sign(\dot{x}_s) = 1$ , e quando está em extensão,  $sign(\dot{x}_s) = -1$ . Além disso, quando a suspensão está em extensão, as válvulas de retenção estão fechadas, o que significa  $q_{cv} = 0$ . Os coeficientes de descarga e as áreas das válvulas são, respectivamente,  $C_{d_{dv}}$  e  $A_{dv}$  (válvula de amortecimento) e  $C_{d_{cv}}$  e  $A_{cv}$  (válvula de retenção).

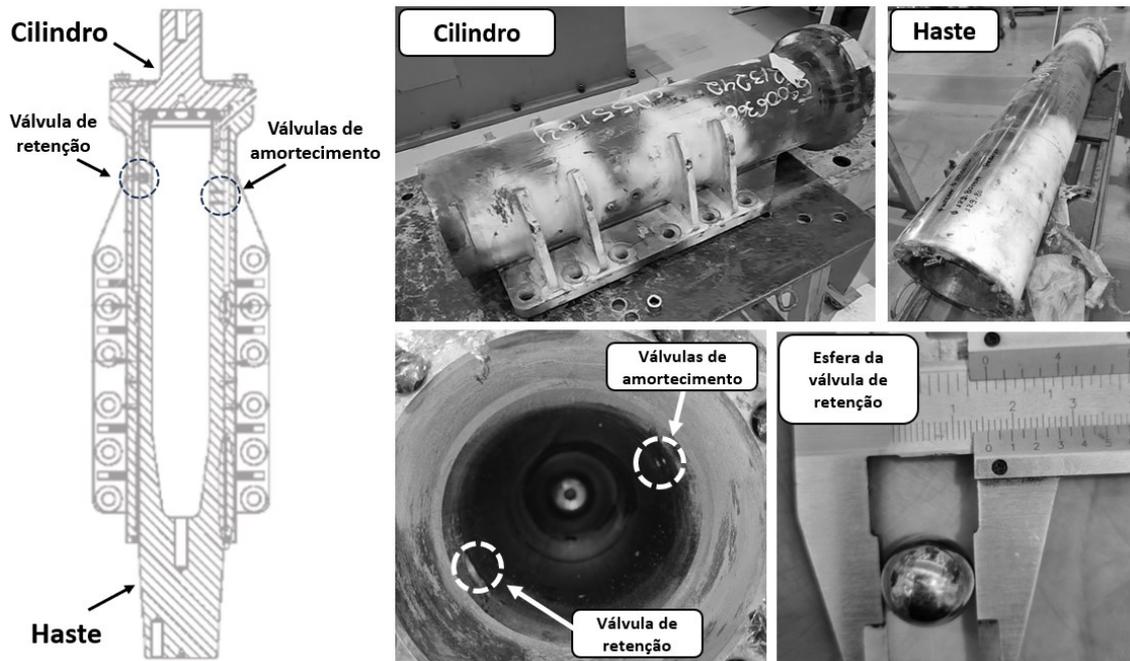
$$F_{\acute{o}leo} = \left( \frac{\dot{x}_s A_2}{q_{dv} C_{d_{dv}} A_{dv} + q_{cv} C_{d_{cv}} A_{cv}} \right)^2 \frac{\rho}{2} A_2 sign(\dot{x}_s) \quad (3.43)$$

Verifica-se pela Eq. (3.43) que a força de amortecimento tem uma relação quadrática com a velocidade de deslocamento da suspensão. Além da velocidade, o amortecimento também é função da densidade do óleo, da área anular do cilindro e de características relacionadas aos resistores de fluxo (área do orifício e coeficiente de descarga).

As equações desenvolvidas para a força da mola (Eq. (3.38)) e para a força de amortecimento (Eq. (3.43)) são utilizadas como base para o desenvolvimento dos blocos das quatro suspensões hidropneumáticas no modelo dinâmico do caminhão.

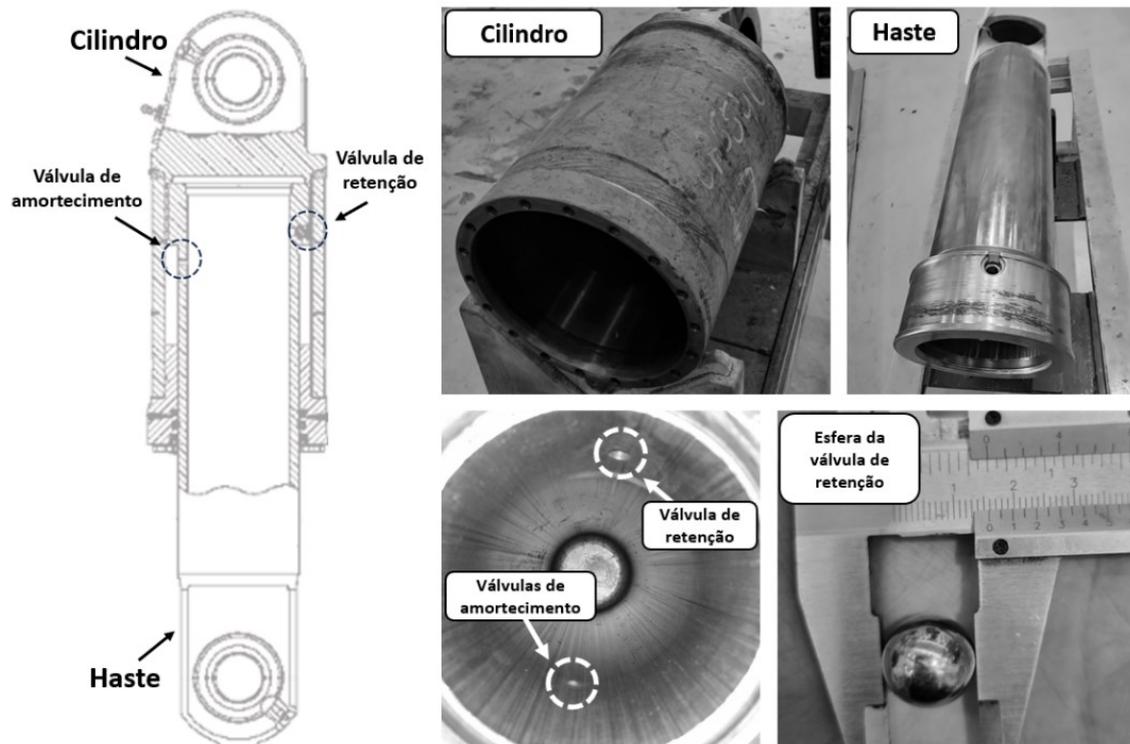
A Figura 3-11 e a Figura 3-12 apresentam fotografias da suspensão dianteira e traseira do caminhão CAT 775, sendo possível identificar o cilindro, a haste e as válvulas conforme apresentadas nos desenhos esquemáticos. Os principais parâmetros originais de projeto das suspensões dianteira e traseira são apresentadas na Tabela 3-3.

Figura 3-11 – Desenho esquemático e fotografias da suspensão dianteira.



Fonte: Autor.

Figura 3-12 – Desenho esquemático e fotografias da suspensão traseira.



Fonte: Autor.

Tabela 3-3 – Parâmetros de projeto das suspensões dianteira e traseira (CAT 775).

Parâmetro da suspensão	Dianteira	Traseira
Diâmetro interno do cilindro ( $D_1$ )	203,30 mm	215,95 mm
Diâmetro externo da haste ( $D_H$ )	177,72 mm	177,75 mm
Área do cilindro ( $A_1$ )	0,03246 m <sup>2</sup>	0,03663 m <sup>2</sup>
Área da haste ( $A_H$ )	0,02481 m <sup>2</sup>	0,02481 m <sup>2</sup>
Área da câmara anular ( $A_2$ )	0,00765 m <sup>2</sup>	0,01181 m <sup>2</sup>
Máximo curso da suspensão ( $x_{s\_max}$ )	234 mm	149 mm
Diâmetro maior da válvula de retenção ( $D_{cv\_max}$ )	19,05 mm	19,05 mm
Diâmetro menor da válvula de retenção ( $D_{cv\_min}$ )	12,70 mm	12,70 mm
Diâmetro da esfera da válvula de retenção ( $D_b$ )	15,90 mm	15,90 mm
Quantidade de válvulas de retenção ( $q_{cv}$ )	1	1
Diâmetro do orifício da válvula de amortecimento ( $D_{dv}$ )	4,5 mm	7,3 mm
Quantidade de válvulas de amortecimento ( $q_{dv}$ )	2	1
Pressão inicial do gás com a suspensão completamente estendida ( $P_{g0}$ )	2600 kPa	1800 kPa
Volume inicial do gás com a suspensão completamente estendida ( $V_{g0}$ )	5,18 L	3,11 L

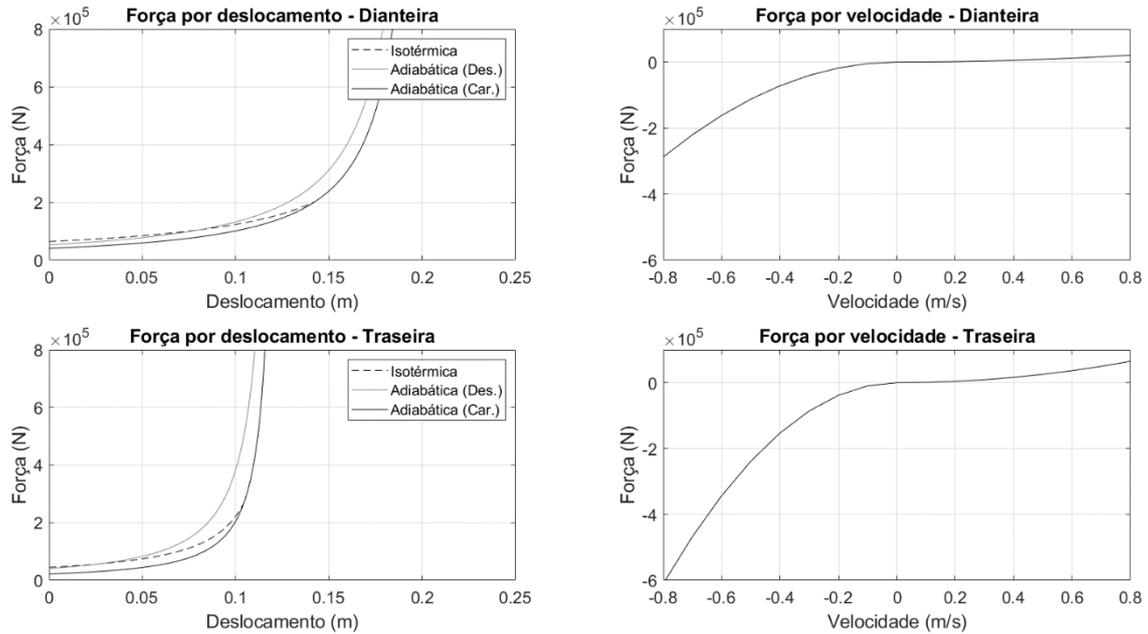
Fonte: Autor.

O gás da suspensão considerado é o nitrogênio. Para o índice politrópico são considerados dois momentos distintos nas simulações do modelo dinâmico. No início da simulação, na qual a gravidade é inserida e ocorre a acomodação das massas, é considerado um índice politrópico de 1,00, representando um processo lento e com troca de calor com o ambiente (processo isotérmico). Durante o movimento do caminhão é considerado um índice politrópico de 1,40 de forma a representar um processo rápido e sem troca de calor (processo adiabático). Portanto, a simplificação de desprezar qualquer transferência de calor dentro da suspensão é aplicada nessa etapa. O coeficiente de descarga das válvulas considerado é de 0,70, o qual é estimado com base nos resultados apresentados por Wu *et al.* (2020). Também é considerada uma densidade constante do óleo de 994 kg/m<sup>3</sup>.

As curvas de força por deslocamento (rigidez) e força por velocidade (amortecimento) considerando os parâmetros de projeto das suspensões dianteira e traseira são apresentadas na Figura 3-13. É possível verificar as curvas isotérmicas, usadas para a acomodação das massas, e as curvas adiabáticas, usadas durante o movimento do caminhão. Para o caminhão na condição descarregado (“Des.”), os deslocamentos nas suspensões dianteiras e traseiras durante a acomodação das massas (curva isotérmica) são de 80 mm e 27 mm, respectivamente, enquanto para o caminhão na condição carregado (“Car.”) os deslocamentos nas suspensões dianteiras e

traseiras são de 143 mm e 105 mm. A partir desses valores as suspensões seguem nas curvas adiabáticas com movimentos de compressão e extensão.

Figura 3-13 – Curvas de rigidez e amortecimento das suspensões (parâmetros de projeto).



Fonte: Autor.

### 3.1.4 Excitações aplicadas no modelo (perfil da estrada e manobras)

As excitações externas aplicadas no modelo dinâmico são os deslocamentos verticais no contato pneu-pavimento e os momentos laterais e longitudinais no chassi que representam as manobras de curvas, de aceleração longitudinal e frenagem do caminhão.

O perfil da estrada  $q(x)$  é gerado conforme metodologia da ISO 8608 (2016), por meio da soma de séries harmônicas apresentada pela Eq. (3.44). A expressão utiliza  $N$  frequências espaciais entre dois valores,  $n_{min}$  e  $n_{max}$ . O parâmetro  $\Delta n$  é o incremento de variação da frequência espacial e  $\alpha_i$  é a fase da função harmônica, que é gerada aleatoriamente entre 0 e  $2\pi$ . O vetor espacial é definido como  $x_d$ .  $G_d(n_i)$  é a densidade espectral de potência de deslocamento para a frequência espacial  $n_i$  e é função de  $G_d(n_0)$ . O valor de  $G_d(n_0)$  é utilizado para representar a rugosidade do pavimento.

$$q(x) = \sum_i^N \sqrt{2G_d(n_i)\Delta n} \cos(2\pi n_i x_d + \alpha_i) \quad (3.44)$$

Irregularidades com grandes comprimentos de onda não afetam a vibração vertical do veículo uma vez que a elevação da estrada varia muito lentamente e não introduz uma resposta dinâmica relevante. Portanto, haverá um limite superior para os comprimentos de onda considerados, que corresponde a um limite inferior para a frequência espacial. Comprimentos de onda curtos (altas frequências espaciais) também não são levados em consideração, uma vez que o pneu atua como um filtro passa-baixa. A faixa de frequência espacial definida pela norma ISO 8608 (2016) é de 0,011 ciclos/m ( $n_{min}$ ) a 2,83 ciclos/m ( $n_{max}$ ).

A correlação entre os perfis direito e esquerdo é considerada a partir da hipótese de homogeneidade e isotropia da estrada. Portanto, o primeiro perfil do par é obtido pela Eq. (3.44) tendo como base apenas a densidade espectral direta  $G_d(n_i)$ . Já o segundo perfil ( $q_2(x)$ ) é obtido pela Eq. (3.45), no qual  $G_{dx}(n_i)$  é a densidade espectral cruzada e  $\beta_i$  é a fase da função harmônica, também gerada aleatoriamente entre 0 e  $2\pi$ . A densidade espectral cruzada é função da densidade espectral direta, bem como da distância entre os perfis. Quando a distância entre perfis tende a zero, o valor de  $G_{dx}(n_i)$  tende a igualar  $G_d(n_i)$ , e o valor do segundo termo da Eq. (3.45) tende a zero. Dessa forma, os dois perfis tendem a ficar iguais. Em contrapartida, quando a distância tende a infinito, o valor de  $G_{dx}(n_i)$  tende a zero e o efeito do segundo termo tende a ser relevante, fazendo com que os perfis sejam diferentes.

$$q_2(x) = \sum_i^N \left[ \sqrt{2G_d(n_i)\Delta n} \cos(2\pi n_i x_d + \alpha_i) + \sqrt{2(G_d(n_i) - G_{dx}(n_i))\Delta n} \cos(2\pi n_i x_d + \beta_i) \right] \quad (3.45)$$

A Eq. (3.44) e a Eq. (3.45) são implementadas em uma rotina no MATLAB, sendo possível gerar os vetores de deslocamento vertical variando no tempo para as seis rodas ( $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5$  e  $q_6$ ). É importante destacar também que a velocidade do caminhão é um dado de entrada importante para descrever os deslocamentos no domínio do tempo. Os perfis aplicados nas rodas traseiras são defasados dos perfis aplicados nas rodas dianteiras com base na distância entre os eixos do caminhão.

Para representar as manobras das curvas são aplicados momentos em relação ao eixo longitudinal que passa pelo centro de massa do chassi, enquanto para representar as acelerações e desacelerações longitudinais são aplicados momentos em relação ao eixo lateral que também passa pelo centro de massa do chassi. Esses momentos externos podem ser verificados nas equações de movimento do modelo apresentadas anteriormente.

Os momentos são calculados a partir das forças de reações inerciais que atuam no centro de gravidade das massas suspensas durante as manobras. O momento de rolagem do chassi em relação ao eixo de rolagem da suspensão ( $M_{x\_ext}$ ) é estimado adaptando-se o procedimento descrito por Prem e Dickerson (1992) e é calculado considerando apenas a aceleração lateral ( $a_y$ ), a massa suspensa do caminhão ( $m_s$ ) e a distância vertical do eixo de rolagem da suspensão ao centro de gravidade das massas suspensas ( $h_{cg\_cr}$ ), conforme apresentado na Eq. (3.46). Para o momento de arfagem devido à aceleração e à frenagem ( $M_{y\_ext}$ ) o cálculo é realizado considerando a aceleração longitudinal ( $a_x$ ), a massa suspensa ( $m_s$ ) e a altura do centro de gravidade das massas suspensas ( $h_{cg}$ ), conforme apresentado pela Eq. (3.47).

$$M_{x\_ext} = a_y m_s h_{cg\_cr} \quad (3.46)$$

$$M_{y\_ext} = a_x m_s h_{cg} \quad (3.47)$$

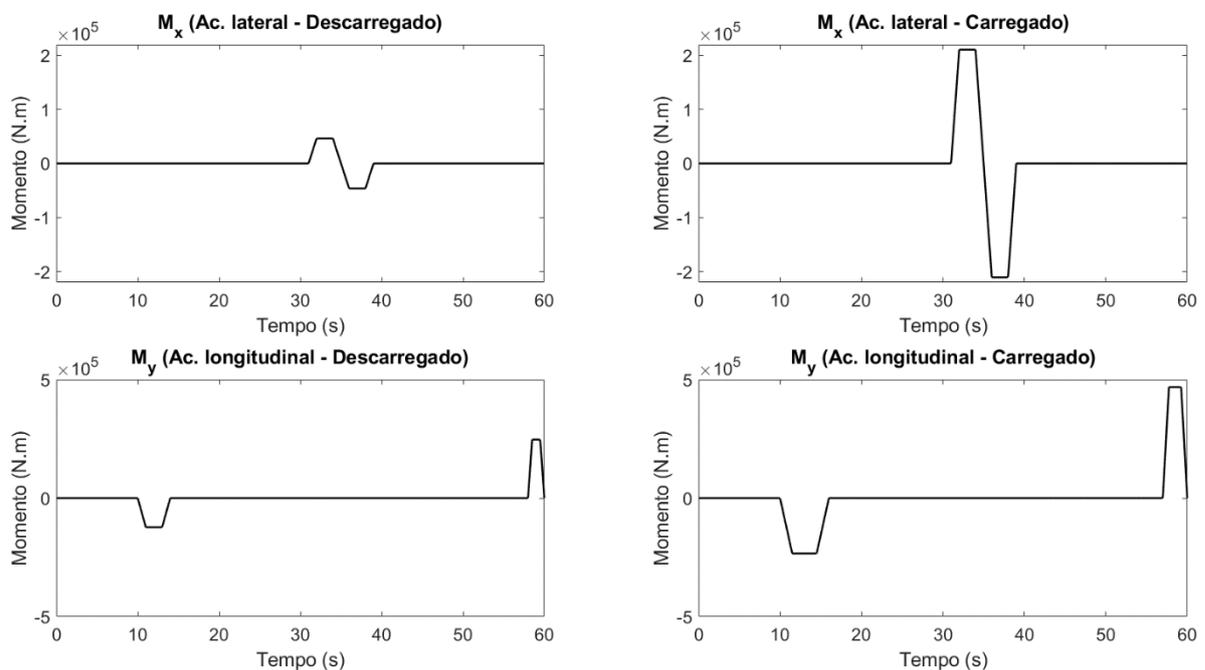
Uma manobra de mudança de faixa é considerada no meio do intervalo de tempo para cada trecho, a fim de representar possíveis movimentos do caminhão, como desviar de obstáculos, ultrapassar outros veículos ou ajustar a mudanças no alinhamento da estrada, conforme proposto por Prem (1998). Para calcular o momento lateral do chassi, é considerada uma aceleração lateral máxima estimada de 0,15 g para ambas as condições de material na caçamba. O tempo total da manobra é de 8 segundos. A distância do centro de gravidades das massas suspensas ao centro de rolagem da suspensão ( $h_{cg\_cr}$ ) é estimada em 1 m para a condição do caminhão descarregado e em 1,5 m para a condição do caminhão carregado.

Para calcular os momentos longitudinais do chassi na condição do caminhão descarregado, é considerada a aceleração máxima estimada de 0,2 g para partida e de 0,4 g para a frenagem, sendo considerados tempos totais de 4 s no início e 2 s no final do movimento do caminhão, respectivamente. Já para a condição do caminhão carregado é considerada aceleração máxima estimada de partida de 0,1 g e de frenagem de 0,2 g, sendo considerados tempos totais de 6 s no início e 3 s no final do movimento do caminhão, respectivamente. A

altura do centro de gravidade das massas suspensas ( $h_{cg}$ ) é estimada em 2 m para a condição do caminhão descarregado e em 2,5 m para a condição do caminhão carregado.

A Figura 3-14 apresenta os momentos aplicados no chassi para as condições descarregado e carregado. É importante destacar que os momentos calculados conforme as metodologias descritas são estimados e atendem bem ao objetivo de avaliar a influência dos parâmetros da suspensão no movimento do chassi durante as manobras.

Figura 3-14 – Momentos laterais e longitudinais aplicados no chassi para representar as manobras do caminhão.



Fonte: Autor.

### 3.1.5 Diagrama de blocos e métodos numéricos de solução

As equações diferenciais do movimento são resolvidas usando a técnica de diagrama de blocos disponível no SIMULINK. As equações diferenciais descrevem o comportamento de sistemas que evoluem ao longo do tempo, e o diagrama de blocos é uma representação visual utilizada para descrever a relação entre as variáveis envolvidas em um sistema, destacando suas entradas, saídas e as operações que ocorrem internamente.

Para resolver as equações diferenciais de um sistema dinâmico é preciso calcular seus estados em passos de tempo sucessivos ao longo de um intervalo de tempo especificado. O

SIMULINK disponibiliza várias opções de métodos numéricos para resolver um modelo, sendo importante conhecê-los para selecionar o método que melhor se aplica ao problema. Basicamente, o programa divide os métodos de acordo com três classificações principais, sendo elas: discretos ou contínuos, passo fixo ou passo variável e explícitos ou implícitos (THE MATHWORKS INC., 2023).

Para a primeira classificação, os métodos discretos são descartados uma vez que no modelo há blocos que usam integração numérica para calcular os estados contínuos. Para a segunda classificação, uma vez que os resultados do SIMULINK são tratados em rotinas elaboradas no MATLAB para obter, por exemplo, o espectro de frequência e a raiz média quadrática dos vetores, é escolhido utilizar um método de passo fixo para resolver o modelo. Já para a terceira classificação, é realizada uma análise de sensibilidade entre as técnicas disponibilizadas pelo SIMULINK de forma a definir um método que alcance os resultados desejados sem elevados custos computacionais. As opções de métodos contínuos de passo fixo disponibilizadas pelo SIMULINK são apresentadas na Tabela 3-4.

Tabela 3-4 – Opções de métodos explícitos e implícitos contínuos de passo fixo.

Método	Técnica de Integração	Classificação
ode1	<i>Euler</i>	Métodos explícitos contínuos de passo fixo
ode2	<i>Heun</i>	
ode3	<i>Bogacki-Shampine</i>	
ode4	<i>Runge-Kutta (RK4)</i>	
ode5	<i>Dormand-Prince (RK5)</i>	
ode8	<i>Dormand-Prince RK8(7)</i>	
ode14x	<i>Extrapolação</i>	Métodos implícitos contínuos de passo fixo
ode1be	<i>Backward Euler</i>	

Fonte: The Mathworks Inc. (2023).

A Tabela 3-4 lista os métodos explícitos na ordem da complexidade computacional dos métodos de integração, do menos complexo (ode1) ao mais complexo (ode8). Nenhum desses métodos possui um mecanismo de controle de erro. Portanto, a precisão e a duração de uma simulação dependem diretamente do tamanho do passo. Para um determinado tamanho de passo, quanto maior a ordem do solucionador, mais precisos são os resultados. Também são listados dois métodos implícitos. Esses métodos utilizam uma combinação do método de Newton e extrapolação a partir do valor atual para calcular o valor de um estado no próximo passo de tempo. O número de iterações do método de Newton e a ordem de extrapolação devem ser especificados. Quanto mais interações e maior a ordem de extrapolação selecionadas, maior será a precisão e o tempo computacional (THE MATHWORKS INC., 2023).

Para determinar o método de solução e o passo fixo são realizadas análises de sensibilidade avaliando os resultados obtidos bem como o tempo de solução do modelo. É importante destacar que neste trabalho o modelo deve ser resolvido milhares de vezes para avaliar a influência dos parâmetros da suspensão, da qualidade da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico do caminhão. Portanto obter um tempo adequado de solução é fundamental para viabilizar o estudo.

As análises de sensibilidade, tanto do método de solução, quanto do passo fixo, são realizadas para as condições do caminhão descarregado e do caminhão carregado. Para as avaliações são considerados os valores da raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine e dos ângulos de rolagem e de arfagem do chassi durante as manobras. Para a avaliação do esforço computacional, é considerado o tempo de solução do modelo. Para a realização dessas análises é gerada uma pista aleatória com  $G_d(n_0)$  igual a  $2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e velocidade de 30 km/h para a condição descarregado e 20 km/h para a condição carregado. O vetor tempo tem um valor máximo de 60 s, sendo os primeiros 10 s para atenuação da resposta do modelo (acomodação da gravidade) e os 50 s restantes para movimentação do caminhão.

### 3.1.6 Coeficiente de amortecimento do pneu e atenuação da resposta do modelo

No modelo dinâmico de parâmetros discretos elaborado neste trabalho não são previstos molas e amortecedores para representar o contato pneu-pavimento e a rigidez e o amortecimento da estrada, efeitos considerados nas análises de Kansake (2019). Portanto, o valor do coeficiente de amortecimento do pneu é corrigido para contemplar esses efeitos. O ajuste do coeficiente de amortecimento do pneu também é realizado para buscar a atenuação da resposta do modelo e evitar oscilações irreais. Como referência, Kansake (2019) considera um coeficiente de amortecimento de 470 N.s/m para o pneu, 120.000 N.s/m para o pavimento e 10.000 N.s/m para o contato pneu-pavimento.

Para este estudo é feita uma análise comparativa da resposta do modelo à entrada degrau da gravidade que ocorre logo no início da simulação para os valores de coeficiente de amortecimento ajustado do pneu de 470 N.s/m, 20.000 N.s/m, 40.000 N.s/m, 60.000 N.s/m, 80.000 N.s/m e 100.000 N.s/m.

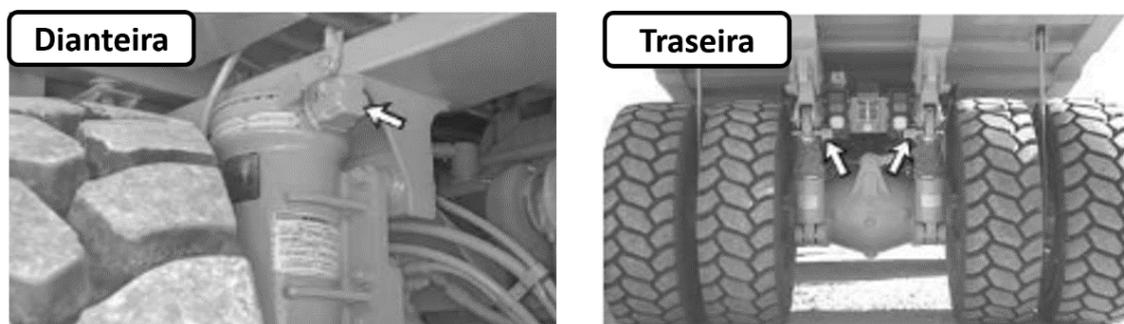
Uma vez que a massa do caminhão é elevada, principalmente na condição carregado, ocorre uma oscilação inicial que deve atenuar rapidamente. Como referência, no trabalho de Kansake (2019) o modelo dinâmico tem uma resposta atenuada em um tempo inferior à 3 s.

Portanto, o objetivo dessa análise é selecionar o valor para o coeficiente de amortecimento ajustado do pneu tendo como base o tempo de atenuação da resposta inicial do modelo.

### 3.2 Validação do modelo a partir de resultados experimentais

Para a validação do modelo dinâmico elaborado, os resultados da pressão do gás das quatro suspensões obtidos a partir do modelo são comparados com dados experimentais obtidos em um caminhão CAT 775 em campo. As medições são feitas por sensores de pressão conectados aos cilindros das suspensões dianteiras e traseiras. Os sensores estão localizados nos quatro cilindros e enviam os sinais ao sistema de medição, no qual os dados são armazenados. Esses dados são usados pelas mineradoras, por exemplo, para avaliação da carga útil do caminhão, sendo o sinal de pressão convertido para um sinal de peso. A Figura 3-15 apresenta a localização dos sensores de pressão nos cilindros das suspensões dianteiras e traseiras do CAT 775.

Figura 3-15 – Localização dos sensores de pressão nos cilindros das suspensões.



Fonte: Documentação da VALE (VALE, 2023).

Para realizar a comparação com os dados experimentais, os resultados do modelo são obtidos considerando os parâmetros originais das suspensões. Devido à frequência limitada de aquisição de dados do sistema de monitoramento do caminhão (cerca de 0,5 Hz), é escolhida uma amostra de 1500 segundos para permitir a comparação com as previsões do modelo, que nesse caso considera um tempo de 100 segundos. O parâmetro  $G_d(n_0)$  utilizado para gerar os perfis da estrada é ajustado para aproximar os dados experimentais e do modelo.

A comparação é feita para a condição descarregado (sem carga de minério) e para a condição carregado (carga de minério de 64 t). De acordo com as medições na condição descarregado, a velocidade do caminhão varia em torno de 30 km/h e esse valor é considerado

como constante no modelo. Para a condição carregado, uma velocidade constante de 20 km/h também é considerada com base nos dados experimentais. Como a amostra de tempo do modelo é considerada a mesma para ambos os perfis, as distâncias totais percorridas são diferentes. As manobras previamente citadas não são consideradas nessa etapa.

### 3.3 Análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática

#### 3.3.1 Perfis de pista considerados

Para a análise da influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática no comportamento dinâmico do caminhão, são gerados 18 perfis de pista, sendo 9 para a condição descarregado, nos quais a velocidade considerada é de 30 km/h, e 9 para a condição carregado, nos quais a velocidade considerada é de 20 km/h. Dos 9 perfis gerados para cada condição, 3 consideram  $G_d(n_0)$  de  $128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ , 3 consideram  $G_d(n_0)$  de  $512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e os outros 3 consideram  $G_d(n_0)$  de  $2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ . Esses valores equivalem aos limites inferiores das classes C, D e E, respectivamente. Dessa forma, é possível cobrir uma faixa elevada de condições da estrada, que é afetada pelas condições climáticas que variam ao longo do ano, bem como pelas condições de manutenção da estrada.

A Tabela 3-5 apresenta a nomenclatura adotada para os 18 perfis. É importante destacar que não é considerada nenhuma inclinação da pista. Para reduzir o tempo computacional, é considerado um tempo inicial de atenuação de 10 s e um tempo de deslocamento de 50 s. Os perfis das pistas V1, V4, V7, C1, C4 e C7 são apresentados no Apêndice A.

Tabela 3-5 – Nomenclatura adotada para os 18 perfis de pista gerados.

Grau de rugosidade - $G_d(n_0)$	Descarregado (30 km/h)	Carregado (20 km/h)
$G_d(n_0) = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V1, V2, V3	C1, C2, C3
$G_d(n_0) = 512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V4, V5, V6	C4, C5, C6
$G_d(n_0) = 2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V7, V8, V9	C7, C8, C9

Fonte: Autor.

### 3.3.2 Resultados de referência

Tendo como base o modelo validado, são gerados os resultados de referência considerando os parâmetros originais das suspensões. Inicialmente são obtidos os valores da raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine durante todo o período de movimentação do caminhão, da raiz média quadrática do ângulo da rolagem do chassi durante a manobra de mudança de faixa e da raiz média quadrática do ângulo da arfagem do chassi durante a partida e a frenagem. Esses resultados são utilizados como referência para a análise paramétrica e para a análise de otimização multiobjetivo da suspensão.

Além disso, são gerados os espectros das acelerações no domínio da frequência para os dez graus de liberdade e estes são comparados com as frequências naturais e os modos de vibração obtidos por meio dos autovalores e os autovetores calculados a partir das equações do movimento. Para obter a densidade espectral de potência das acelerações no domínio da frequência, os resultados do modelo dinâmico são gerados e os vetores de aceleração no domínio do tempo são obtidos para os dez graus de liberdade. Utilizando a função “*pwelch*” disponível no MATLAB, é possível obter a PSD para cada um dos vetores.

Para o cálculo dos autovalores e dos autovetores a partir das equações do movimento, é preciso definir uma rigidez contante para as suspensões. Uma vez que a rigidez não é constante para as suspensões hidropneumáticas, são considerados os valores médios de rigidez calculados a partir dos resultados de força e deslocamento das suspensões obtidos pelo modelo.

### 3.3.3 Análise paramétrica da suspensão hidropneumática

A análise paramétrica é realizada com o objetivo de verificar a influência individual de cada um dos parâmetros da suspensão na raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine durante o período de movimentação do caminhão e dos ângulos de rolagem e de arfagem do chassi durante as manobras previamente descritas. Os resultados do modelo são obtidos para os 9 perfis de estrada na condição do caminhão descarregado e para os 9 perfis na condição do caminhão carregado. A partir dos 18 resultados obtidos são calculados os valores globais do RMS para a aceleração vertical da cabine, o ângulo de rolagem e o ângulo de arfagem do chassi.

São avaliados quatro parâmetros da suspensão para cada eixo do caminhão, sendo eles:

- Pressão inicial do gás ( $P_{gof}$ ,  $P_{gor}$ ), que influencia na rigidez;

- Volume inicial do gás ( $V_{g0f}$ ,  $V_{g0r}$ ), que influencia na rigidez;
- Diâmetro da esfera da válvula de retenção ( $D_{bf}$ ,  $D_{br}$ ), que influencia no amortecimento;
- Diâmetro do orifício da válvula de amortecimento ( $D_{dvf}$ ,  $D_{dvr}$ ), que influencia no amortecimento.

O volume e a pressão inicial do gás são baseados na condição da suspensão completamente estendida. Os demais parâmetros da suspensão são mantidos os originais.

São realizadas, portanto, 8 análises paramétricas. Em cada análise um dos parâmetros varia dentro de uma faixa estabelecida e os demais se mantêm constantes nos valores originais. Dessa forma é possível avaliar a influência individual de cada parâmetro no comportamento dinâmico do caminhão. A faixa para variação de cada parâmetro é selecionada com base nas características operacionais e geométricas viáveis, tendo como base os parâmetros originais. Alguns valores são obtidos por ajuste simples nas suspensões atuais do caminhão CAT 775. Outros valores envolvem uma mudança no projeto da suspensão. As mesmas faixas de valores são aplicadas para as suspensões dianteiras e traseiras, sendo elas:

- $P_{g0f}$ ,  $P_{g0r}$ : de 1000 kPa à 3000 kPa;
- $V_{g0f}$ ,  $V_{g0r}$ : de 2,5 L à 6,0 L;
- $D_{bf}$ ,  $D_{br}$ : de 14 mm à 18 mm;
- $D_{dvf}$ ,  $D_{dvr}$ : de 3 mm à 9 mm.

### 3.3.4 Otimização multiobjetivo da suspensão hidropneumática

Além das análises paramétricas descritas na seção anterior, é realizada a otimização multiobjetivo de forma a avaliar se os parâmetros atuais se encontram próximos dos parâmetros ótimos, bem como avaliar possíveis ajustes e alterações que podem ser realizados no sistema de suspensão para reduzir os níveis de vibração da cabine, sem comprometer a dinâmica lateral e longitudinal do caminhão. O problema de otimização envolve os seguintes elementos: funções objetivo, variáveis de decisão e condições de contorno.

São consideradas três funções objetivo:

- Raiz média quadrática (RMS) da aceleração vertical da cabine durante todo o período de movimentação do caminhão;

- Raiz média quadrática (RMS) do ângulo da rolagem do chassi durante a manobra de mudança de faixa;
- Raiz média quadrática (RMS) do ângulo da arfagem do chassi durante a partida e a frenagem.

Ao avaliar os níveis de vibração a que o operador é submetido (conforto de condução), o objetivo é minimizar a aceleração vertical da cabine. Ao avaliar o comportamento dinâmico lateral e longitudinal do caminhão, o objetivo é reduzir os ângulos de rolagem e arfagem do chassi durante as manobras. Da mesma forma que realizado na análise paramétrica, para o cálculo das três funções objetivo, os resultados do modelo são obtidos para os 9 perfis de estrada na condição do caminhão descarregado e para os 9 perfis na condição do caminhão carregado. A partir dos 18 resultados obtidos é calculado o RMS global para cada função objetivo.

Na análise de otimização multiobjetivo também são consideradas, similarmente à análise paramétrica, quatro variáveis de decisão para cada eixo, resultando em um total de oito variáveis, sendo elas:

- Pressão inicial do gás ( $P_{gof}, P_{gor}$ );
- Volume inicial do gás ( $V_{gof}, V_{gor}$ );
- Diâmetro da esfera da válvula de retenção ( $D_{bf}, D_{br}$ );
- Diâmetro do orifício da válvula de amortecimento ( $D_{dvf}, D_{dvr}$ ).

As condições de contorno selecionadas para as variáveis de decisão são iguais às faixas de variação consideradas nas análises paramétricas. Conforme já destacado, essas condições de contorno são definidas com base nos parâmetros originais. Alguns valores podem ser obtidos por meio de ajustes simples nas suspensões. Outros envolvem mudanças no projeto. As condições de contorno são apresentadas a seguir:

- $1000 \text{ kPa} \leq P_{gof}, P_{gor} \leq 3000 \text{ kPa}$ ;
- $2,5 \text{ L} \leq V_{gof}, V_{gor} \leq 6,0 \text{ L}$ ;
- $14 \text{ mm} \leq D_{bf}, D_{br} \leq 18 \text{ mm}$ ;
- $3 \text{ mm} \leq D_{dvf}, D_{dvr} \leq 9 \text{ mm}$ .

Além dessas restrições das variáveis de decisão, os deslocamentos máximos ( $x_{s\_maxf}$  e  $x_{s\_maxr}$ ) e mínimos ( $x_{s\_minf}$  e  $x_{s\_minr}$ ) das suspensões também são restringidos a:

- $x_{s\_maxf}, x_{s\_maxr} \leq 250 \text{ mm}$ ;
- $x_{s\_minf}, x_{s\_minr} \geq 0 \text{ mm}$ .

Para encontrar a fronteira de Pareto é utilizada a função "*gamultiobj*" do MATLAB. Essa função utiliza um algoritmo genético elitista controlado. O algoritmo elitista sempre favorece indivíduos com melhor aptidão, enquanto um algoritmo elitista controlado também favorece indivíduos que podem ajudar a aumentar a diversidade da população, mesmo que tenham uma menor aptidão. É muito importante manter a diversidade da população para convergência para uma fronteira de Pareto ótima.

O algoritmo é aplicado considerando a população com 250 indivíduos e 20 gerações. A fração da população que participará da recombinação genética é definida em 0,8. Já a fração da população que é mantida na fronteira de Pareto durante a seleção é de 1,0.

### 3.4 Análises de influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão

Para avaliar a influência da qualidade da estrada na vibração vertical da cabine, os resultados do modelo dinâmico do caminhão são obtidos diversas vezes variando o valor de  $G_d(n_0)$  de  $4 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  (Classe A) à  $8192 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  (Classe E). Para cada valor de  $G_d(n_0)$  são gerados 7 perfis de pista aleatórios que são utilizados para as condições descarregado e carregado, para uma mesma velocidade especificada. Dessa forma, os resultados do modelo são obtidos 14 vezes para cada valor de  $G_d(n_0)$  e então a raiz média quadrática global da aceleração vertical da cabine é obtida.

Esse procedimento é repetido para quatro velocidades de transporte diferente: 10 km/h, 20 km/h, 30 km/h e 40 km/h. Dessa forma, é gerada uma curva que relaciona a vibração da cabine com a qualidade da estrada, para as quatro velocidades especificadas.

## 4.0 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados da avaliação da influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática, da qualidade da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico do caminhão de minério CAT 775. Para esses estudos, um modelo dinâmico de parâmetros discretos do caminhão é desenvolvido e validado com base em dados experimentais. O modelo validado é então utilizado primeiramente para realizar as análises paramétricas e de otimização que permitem entender como a vibração da cabine e os ângulos de rolagem e arfagem do chassi são afetados pelos parâmetros da suspensão. O modelo validado é utilizado também para realizar a análise de influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão nos níveis de vibração da cabine.

O capítulo está dividido em quatro seções. Primeiramente é apresentado as configurações preliminares realizadas no modelo do SIMULINK, isto é, a análise de sensibilidade realizada para definição do método numérico e do passo de solução bem como a avaliação do coeficiente de amortecimento do pneu. Na sequência são apresentadas as validações do modelo com base em dados experimentais da pressão do gás das quatro suspensões. Com base no modelo validado, são apresentados os resultados das análises da influência dos parâmetros da suspensão na vibração da cabine e na movimentação do chassi, tendo como referência os resultados para os parâmetros originais. Por fim, são apresentados os resultados da análise da influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão na vibração vertical da cabine.

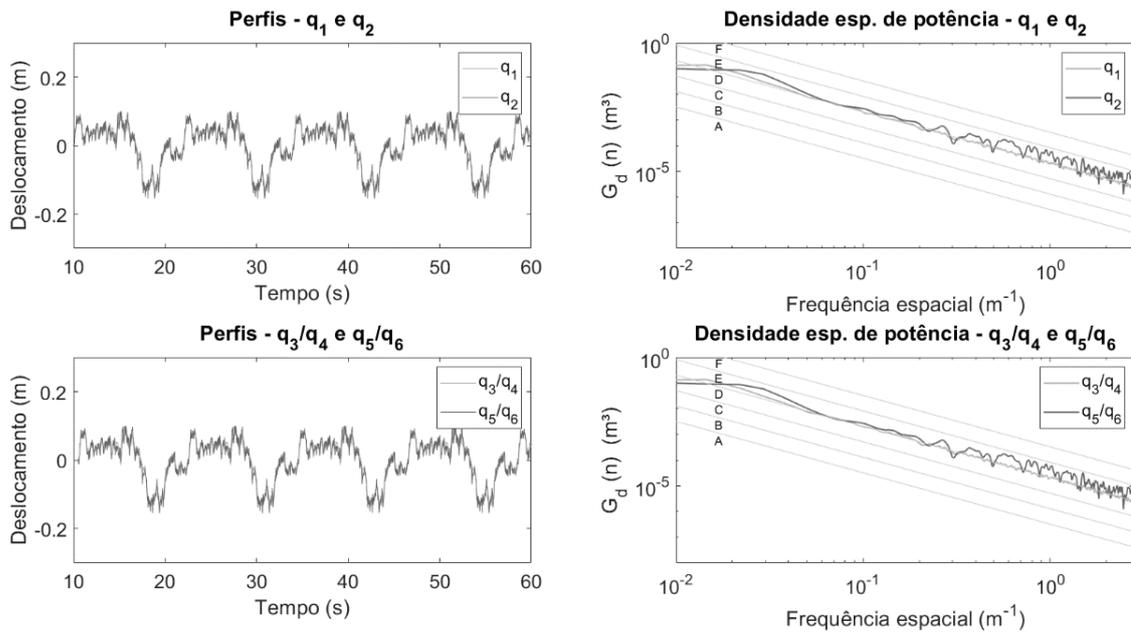
### 4.1 Configurações preliminares do modelo dinâmico

#### 4.1.1 Análise de sensibilidade dos métodos numéricos de solução

Os perfis da pista para as condições descarregado e carregado utilizados nas análises de sensibilidade dos métodos numéricos de solução são apresentados na Figura 4-1 e na Figura 4-2, respectivamente. Em ambos os casos é utilizado um  $G_a(n_0)$  de  $2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ . Para a condição descarregado é considerada a velocidade de 30 km/h e para a condição carregado é

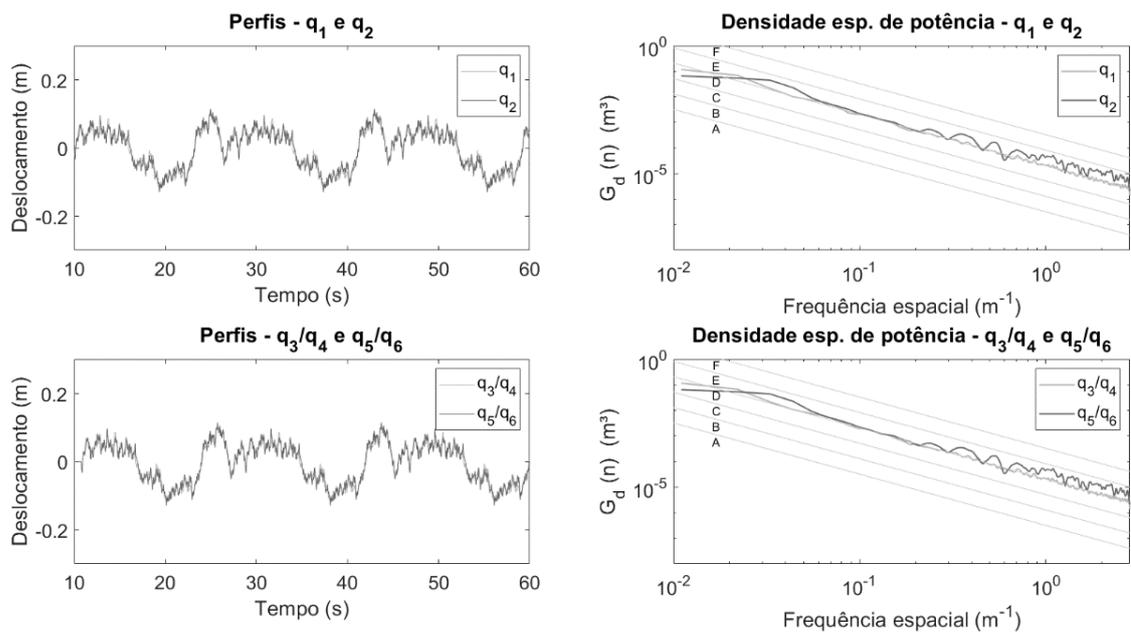
considerada a velocidade de 20 km/h. Também são apresentados os respectivos gráficos da densidade espectral de potência de deslocamento.

Figura 4-1 – Perfis da pista para a condição descarregado utilizados nas análises de sensibilidade do método de solução ( $G_d(n_0) = 2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 30 km/h).



Fonte: Autor.

Figura 4-2 – Perfis da pista para a condição carregado utilizados nas análises de sensibilidade do método de solução ( $G_d(n_0) = 2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 20 km/h).



Fonte: Autor.

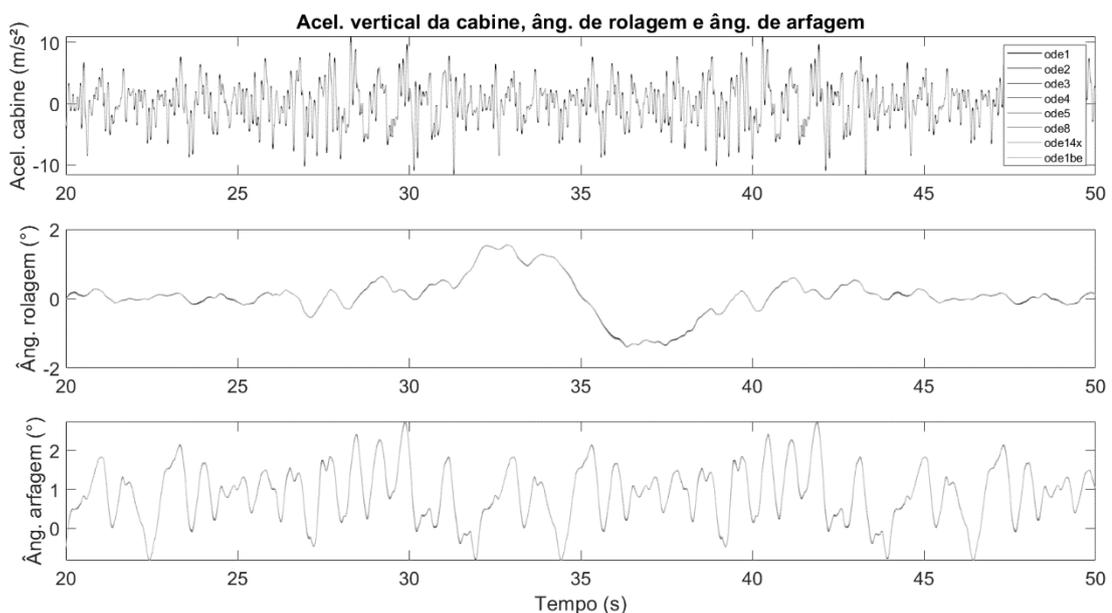
Na Tabela 4-1 são apresentados os resultados obtidos para as raízes médias quadráticas (RMS) da aceleração vertical da cabine durante o período de movimentação do caminhão e dos ângulos de rolagem e arfagem do chassi durante as manobras, para todos os métodos de solução comparados. Nessa primeira etapa é considerado um passo fixo de 0,001 para todos os métodos e um número de interações de 10 para os dois métodos implícitos. A Figura 4-3 apresenta as comparações entre os resultados no domínio do tempo. Para facilitar a visualização é apresentado um recorte de 30 segundos apenas da condição do caminhão descarregado.

Tabela 4-1 – Comparações entre os resultados obtidos pelos métodos de solução avaliados.

Método	Descarregado				Carregado			
	Tempo solução [s]	Acel. cabine [m/s <sup>2</sup> ]	Âng. de rolagem [°]	Âng. de arfagem [°]	Tempo solução [s]	Acel. cabine [m/s <sup>2</sup> ]	Âng. de rolagem [°]	Âng. de arfagem [°]
ode1	3,4	3,46	1,04	1,22	3,3	2,65	1,31	0,63
ode2	4,4	3,31	1,05	1,23	4,4	2,55	1,31	0,63
ode3	5,3	3,29	1,05	1,23	5,3	2,54	1,31	0,63
ode4	6,3	3,29	1,05	1,23	6,2	2,54	1,31	0,63
ode5	8,3	3,29	1,05	1,23	8,2	2,54	1,31	0,63
ode8	14,7	3,28	1,05	1,23	14,6	2,54	1,31	0,63
ode14x	238,7	3,21	1,05	1,22	229,9	2,46	1,30	0,63
ode1be	34,0	3,18	1,05	1,23	33,2	2,46	1,31	0,63

Fonte: Autor.

Figura 4-3 – Comparações entre os resultados obtidos pelos diferentes métodos de solução.

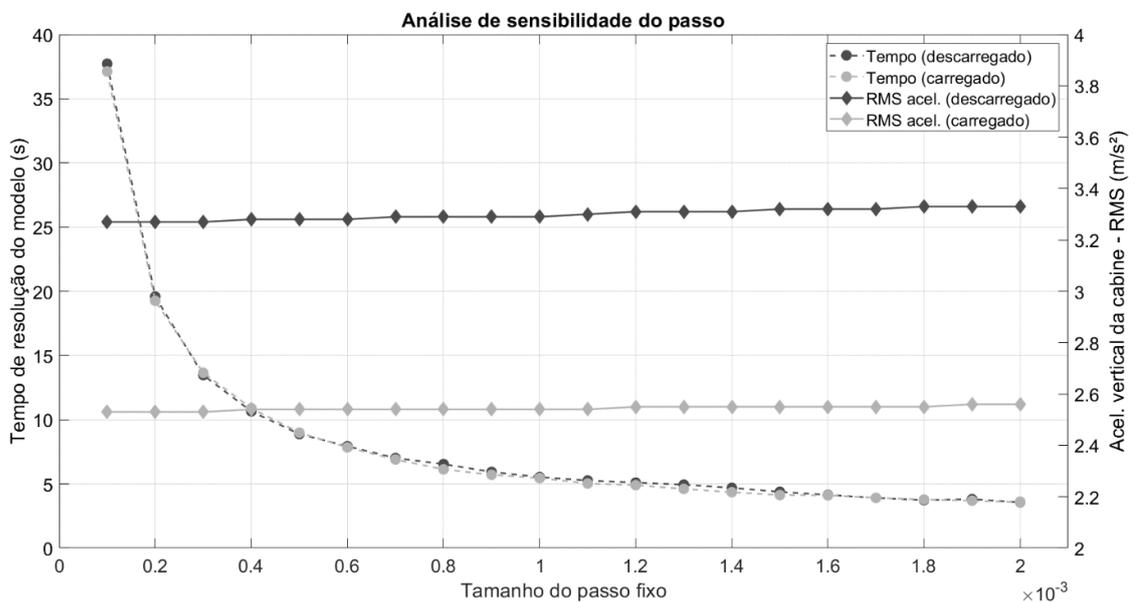


Fonte: Autor.

É possível verificar que os resultados obtidos para os ângulos de rolagem e arfagem do chassi são os mesmos independentemente do método de solução para ambas as condições de carga no caminhão. Para a aceleração vertical da cabine, o método explícito de primeira ordem (ode1) apresenta um desvio maior em relação aos demais métodos explícitos (cerca de 5%). Além disso, os métodos explícitos também apresentam um desvio em relação aos métodos implícitos de cerca de 3%. Apesar de os métodos implícitos serem considerados mais adequados para esse tipo de problema, é possível verificar que os dois métodos implícitos apresentam um tempo de resolução consideravelmente superior aos tempos obtidos pelos métodos explícitos. Dessa forma, visando alcançar resultados adequados com um custo computacional reduzido, optou-se por utilizar o método explícito de terceira ordem (ode3), que utiliza a técnica de integração de *Bogacki-Shampine*.

Tendo sido definido o método de solução, é realizada a análise de sensibilidade do passo fixo. A Figura 4-4 apresenta os valores do RMS da aceleração vertical da cabine e o tempo de resolução do modelo para as condições do caminhão descarregado e carregado.

Figura 4-4 – Análise de sensibilidade do passo fixo considerando o método ode3.



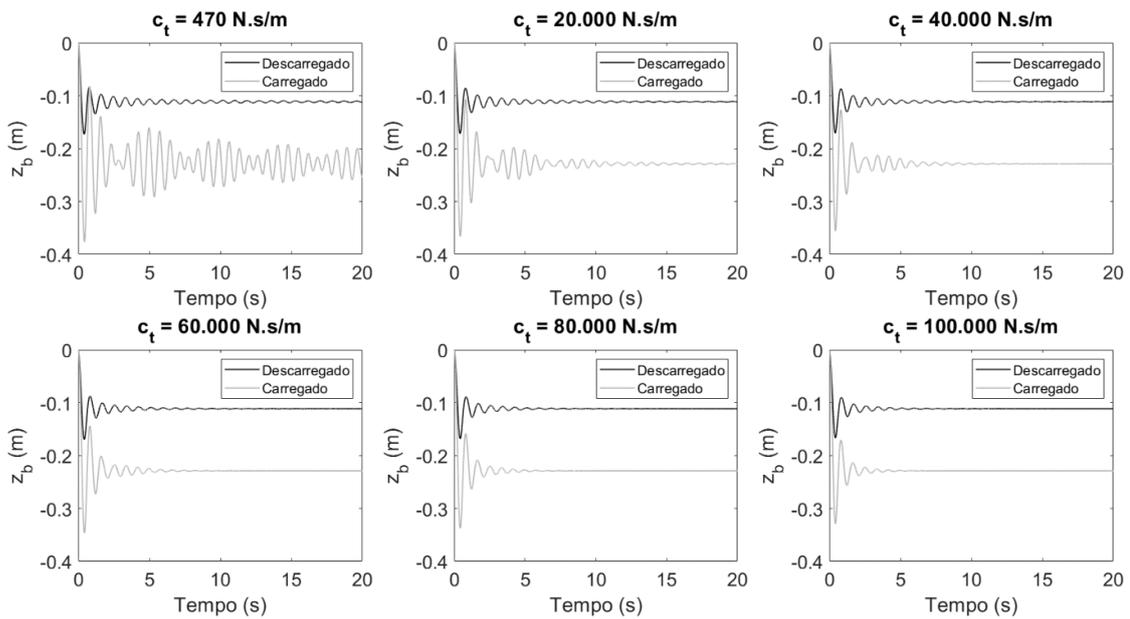
Fonte: Autor.

O passo fixo de 0,001 é adequado do ponto de vista dos resultados obtidos e dos custos computacionais envolvidos. Portanto, todas as análises que serão apresentadas na sequência deste trabalho consideram para solução do modelo do SIMULINK, o método numérico explícito de terceira ordem (ode3) disponível no programa, com um passo fixo de 0,001.

#### 4.1.2 Coeficiente de amortecimento do pneu e atenuação da resposta do modelo

A Figura 4-5 apresenta as respostas do deslocamento vertical do centro de gravidade do chassi ( $z_b$ ) à acomodação das massas (inclusão da gravidade) que ocorre logo no início da simulação. O comparativo é feito para seis valores de coeficiente de amortecimento do pneu (470 N.s/m, 20.000 N.s/m, 40.000 N.s/m, 60.000 N.s/m, 80.000 N.s/m e 100.000 N.s/m).

Figura 4-5 – Comparação da resposta do modelo dinâmico considerando diferentes valores para o coeficiente de amortecimento do pneu.



Fonte: Autor.

Verifica-se que para os coeficientes menores o movimento oscilatório ocorre durante um longo período para as duas condições de carregamento, não sendo a oscilação devidamente atenuada. À medida que o coeficiente de amortecimento do pneu aumenta, o movimento oscilatório reduz e a resposta do modelo começa a atenuar para a condição de repouso em um tempo menor, sendo este o comportamento esperado. Para este trabalho considera-se que o valor de 60.000 N.s/m é adequado tanto para garantir a atenuação da resposta inicial do modelo, quanto para representar os efeitos de amortecimento do pavimento e do contato pneu-pavimento. Portanto, este é o valor adotado nas análises.

## 4.2 Validação do modelo a partir de resultados experimentais

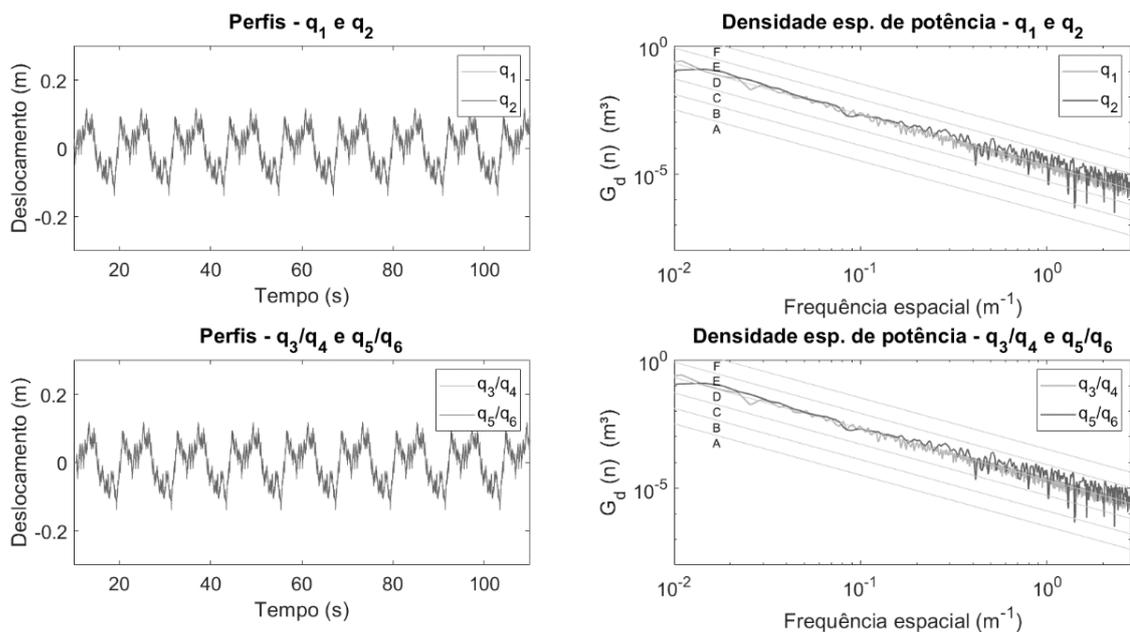
Na etapa de validação do modelo, o parâmetro  $G_d(n_0)$  utilizado para gerar os perfis da estrada é ajustado para aproximar os resultados experimentais e os resultados previstos pelo modelo. É considerado o valor de  $2000 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ , que representa uma estrada de baixa qualidade entre as classes D e E.

A Figura 4-6 e a Figura 4-7 apresentam os perfis da pista considerados para as condições descarregado e carregado, respectivamente.

A Figura 4-8 e a Figura 4-9 apresentam os resultados experimentais e previstos pelo modelo para a variação da pressão do gás das quatro suspensões ao longo do tempo para as condições descarregado e carregado, respectivamente.

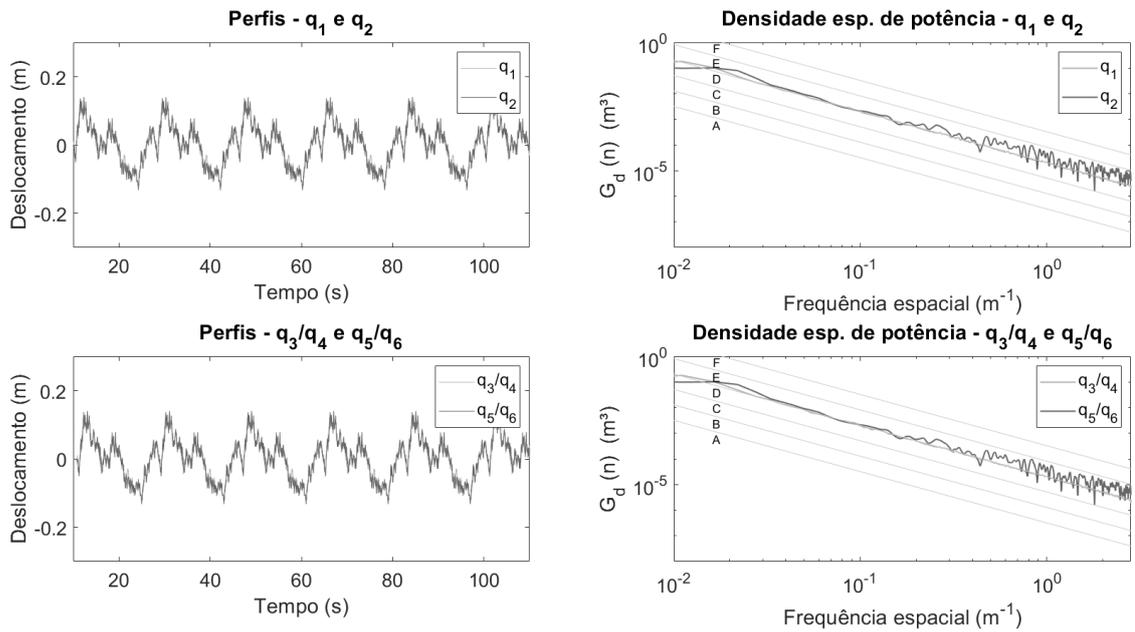
Na Tabela 4-2 e na Tabela 4-3 são apresentados os comparativos entre os valores obtidos experimentalmente e os resultados previstos pelo modelo para as condições descarregado e carregado, respectivamente. São apresentados os comparativos para os maiores e menores valores, para o desvio padrão e para a raiz média quadrática dos históricos de pressão.

Figura 4-6 – Perfis da pista para a condição descarregado utilizados nas análises de validação do modelo ( $G_d(n_0) = 2000 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 30 km/h).



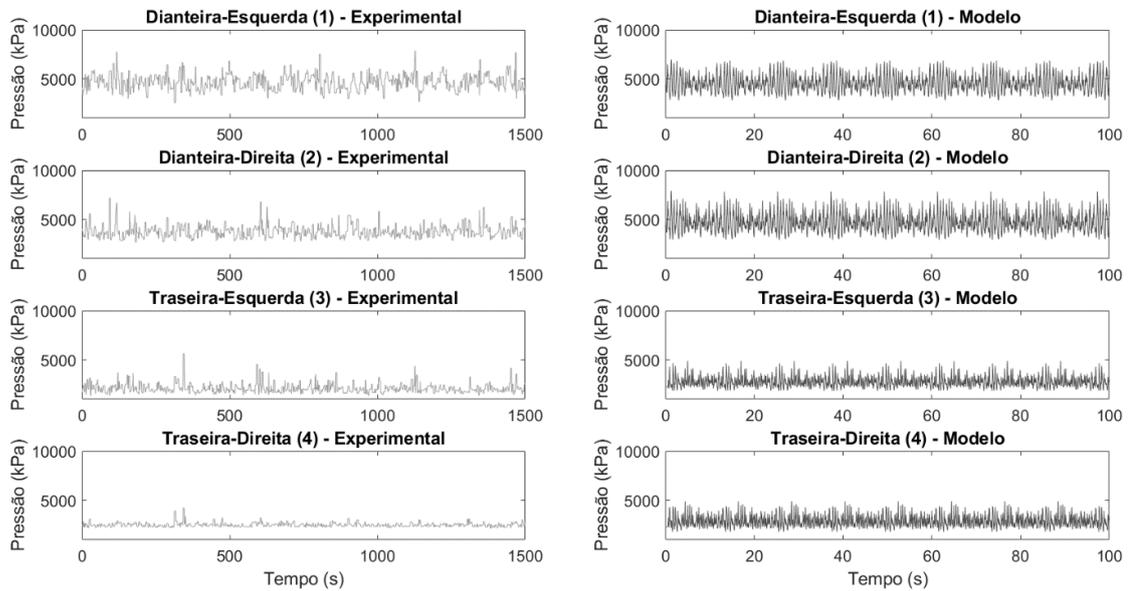
Fonte: Autor.

Figura 4-7 – Perfis da pista para a condição carregado utilizados nas análises de validação do modelo ( $G_d(n_0) = 2000 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 20 km/h).



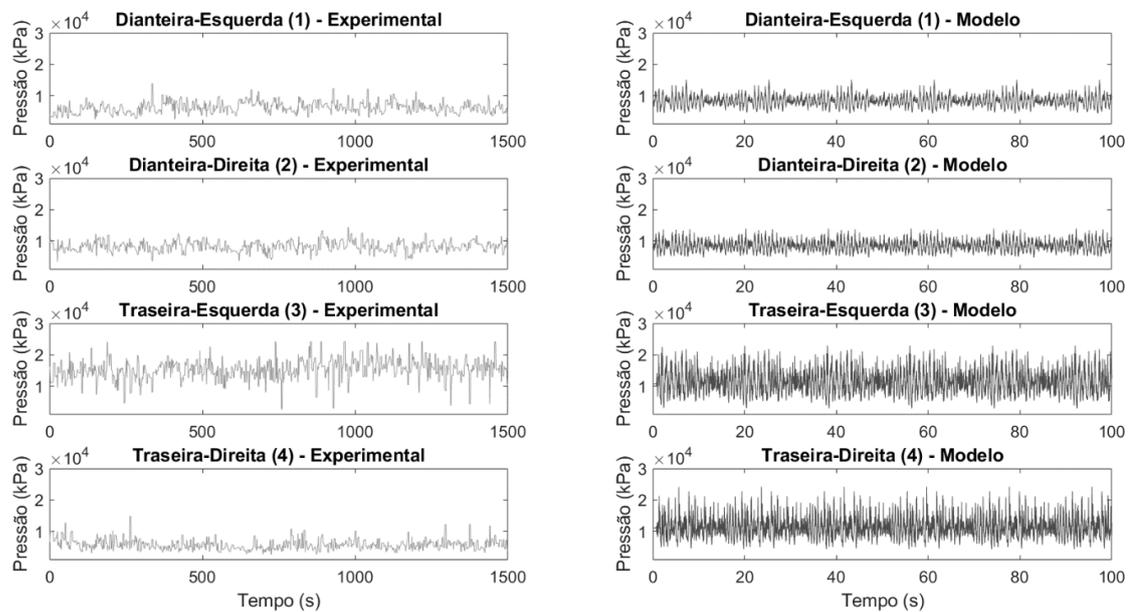
Fonte: Autor.

Figura 4-8 – Comparação entre os resultados experimentais e previstos para a pressão do gás das quatro suspensões na condição descarregado.



Fonte: Autor.

Figura 4-9 – Comparação entre os resultados experimentais e previstos para a pressão do gás das quatro suspensões na condição carregado.



Fonte: Autor.

Tabela 4-2 – Comparação entre os resultados experimentais (“Exper.”) e previstos pelo modelo (“Mod.”) para a condição descarregado.

Suspensão	Maior valor [kPa]		Menor valor [kPa]		Desvio padrão [kPa]		RMS [kPa]	
	Exper.	Mod.	Exper.	Mod.	Exper.	Mod.	Exper.	Mod.
Dianteira esquerda	7876	6968	2591	2821	830	816	4767	4582
Dianteira direita	7165	7885	2692	2932	651	884	3834	4756
Traseira esquerda	5633	4883	1374	1847	502	510	2170	2806
Traseira direita	4216	4910	2157	1804	223	543	2514	2906

Fonte: Autor.

Tabela 4-3 – Comparação entre os resultados experimentais (“Exper.”) e previstos pelo modelo (“Mod.”) para a condição carregado.

Suspensão	Maior valor [kPa]		Menor valor [kPa]		Desvio padrão [kPa]		RMS [kPa]	
	Exper.	Mod.	Exper.	Mod.	Exper.	Mod.	Exper.	Mod.
Dianteira esquerda	13892	15144	2655	4457	1814	1720	6626	8543
Dianteira direita	14321	13995	3460	4843	1681	1658	8560	8617
Traseira esquerda	24174	22921	2772	3005	3327	3596	15775	11731
Traseira direita	14830	24204	2758	4444	1699	3181	6117	11627

Fonte: Autor.

Ao analisar os comparativos, observa-se que, no geral, as previsões do modelo se aproximam dos valores das medições experimentais. No entanto, alguma assimetria é observada nos resultados experimentais, enquanto as previsões do modelo são praticamente simétricas entre os lados do caminhão. A assimetria observada nos dados experimentais pode ser atribuída a diferenças nos ajustes entre as suspensões, inclinação negligenciada da estrada ou variações na distribuição da carga transportada pelo caminhão, entre outros fatores. O modelo considera simetria nos parâmetros do caminhão (como pneu, suspensão, massa, etc.) e distribuição regular de material, resultando em uma pressão do gás quase simétrica entre os lados do caminhão. Portanto, apesar da assimetria nos dados experimentais da pressão do gás, considera-se que o modelo é capaz de representar adequadamente o comportamento dinâmico do caminhão.

### 4.3 Análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática

#### 4.3.1 Resultados de referência

##### 4.3.1.1 Aceleração vertical da cabine, ângulos de rolagem e arfagem do chassi

Os valores da raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine e dos ângulos de rolagem e arfagem do chassi durante as manobras são obtidos para os 18 perfis de pista considerando os parâmetros originais das suspensões. A Tabela 4-4 apresenta os resultados obtidos para as condições descarregado (“Des.”) e carregado (“Car.”), tendo sido calculada a raiz média quadrática global dos resultados obtidos para os 3 perfis de cada grupo de rugosidade. Também são apresentados os resultados para a condição combinada (“Comb.”).

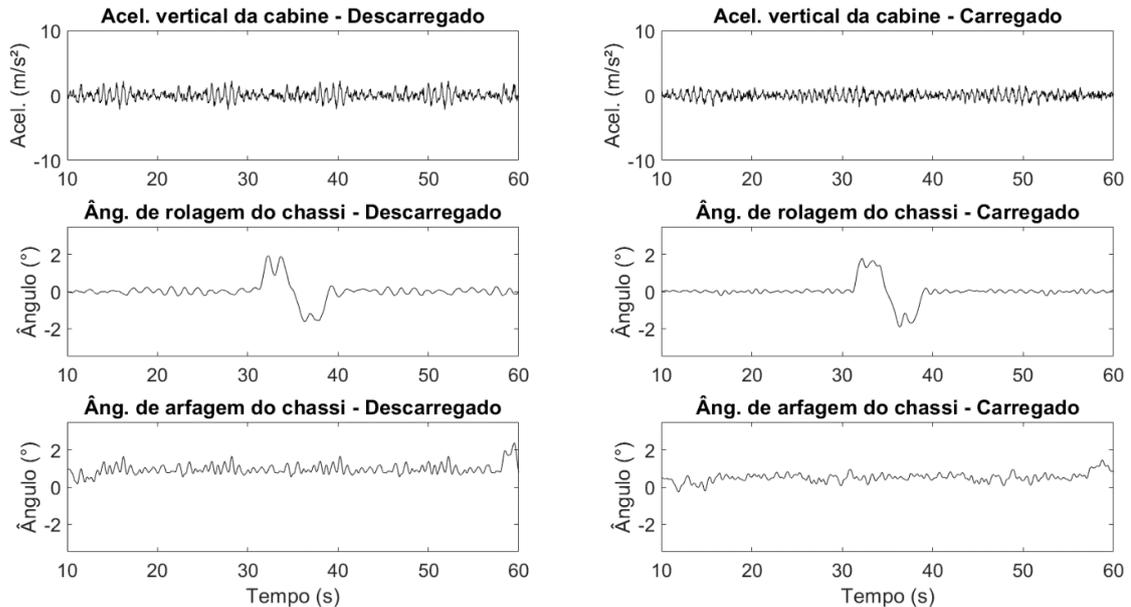
Tabela 4-4 – Raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine e dos ângulos de rolagem e arfagem do chassi (resultados de referência).

Pistas $G_d(n_0)$	Acel. cabine [ $m/s^2$ ]			Âng. rolagem [ $^\circ$ ]			Âng. arfagem [ $^\circ$ ]		
	Des.	Car.	Comb.	Des.	Car.	Comb.	Des.	Car.	Comb.
$128 \times 10^{-6} m^3$	0,75	0,61	0,68	1,20	1,27	1,24	1,16	0,66	0,94
$512 \times 10^{-6} m^3$	1,51	1,25	1,39	1,13	1,28	1,21	1,20	0,70	0,98
$2048 \times 10^{-6} m^3$	2,88	2,59	2,74	1,02	1,32	1,18	1,33	0,85	1,11
Global	1,93	1,70	1,82	1,12	1,29	1,21	1,23	0,74	1,01

Fonte: Autor.

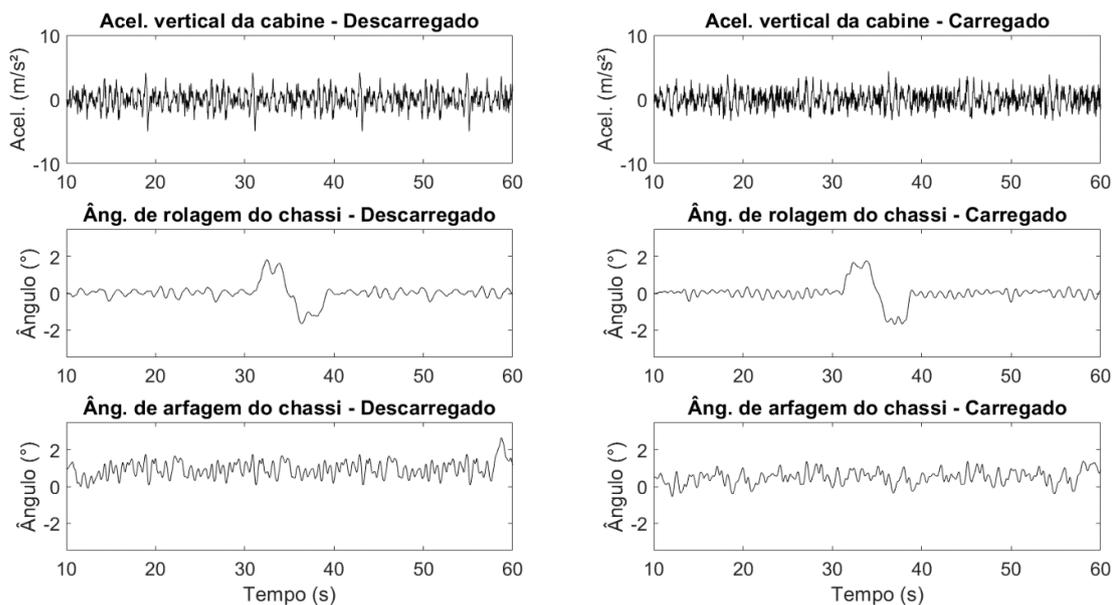
A Figura 4-10, a Figura 4-11 e a Figura 4-12 apresentam os resultados para a aceleração vertical da cabine, a rolagem do chassi e a arfagem do chassi, para as condições descarregado e carregado. São apresentados os resultados, respectivamente, para a pista V1 e C1 ( $G_d(n_0) = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ), V4 e C4 ( $G_d(n_0) = 512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ) e V7 e C7 ( $G_d(n_0) = 2048 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ).

Figura 4-10 – Resultados de referência considerando as pistas V1 e C1.



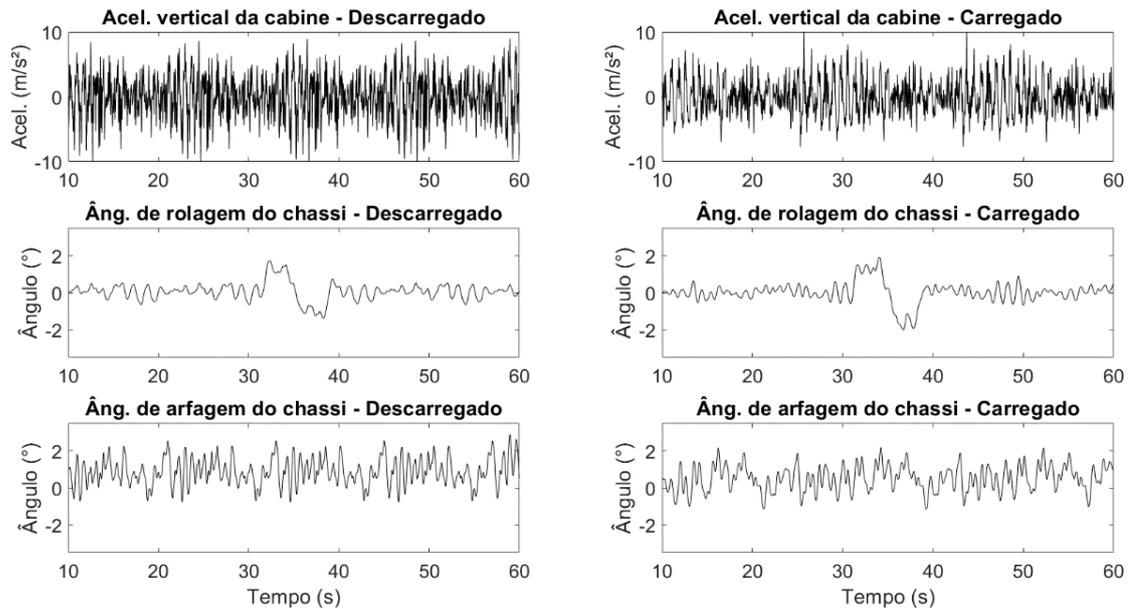
Fonte: Autor.

Figura 4-11 – Resultados de referência considerando as pistas V4 e C4.



Fonte: Autor.

Figura 4-12 – Resultados de referência considerando as pistas V7 e C7.



Fonte: Autor.

#### 4.3.1.2 Cálculo dos autovalores e autovetores

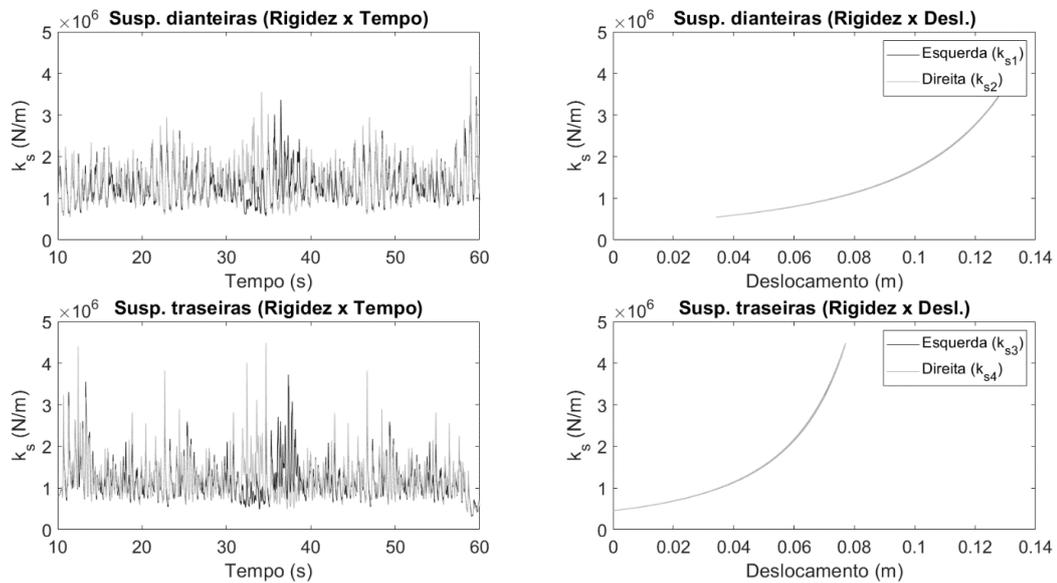
Para os cálculos dos autovalores e dos autovetores é necessário considerar uma rigidez constante para as suspensões. Para simplificar é considerada a média da rigidez calculada a partir do histórico de força do gás e deslocamento das suspensões obtidos pelo modelo do SIMULINK. A Tabela 4-5 apresenta os valores médio de rigidez das suspensões dianteiras ( $k_{s_1}$  e  $k_{s_2}$ ) e traseiras ( $k_{s_3}$  e  $k_{s_4}$ ) para as condições descarregado (pistas V1, V4 e V7) e carregado (pistas C1, C4 e C7). Para ilustrar, na Figura 4-13 e na Figura 4-14 são apresentados os valores da rigidez em função do tempo e do deslocamento para as pistas V7 e C7.

Tabela 4-5 – Rigidez média das suspensões dianteiras ( $k_{s_1}$  e  $k_{s_2}$ ) e traseiras ( $k_{s_3}$  e  $k_{s_4}$ ) para as condições descarregado (V1, V4 e V7) e carregado (C1, C4 e C7).

Pista	$k_{s_1}$	$k_{s_2}$	$k_{s_3}$	$k_{s_4}$
V1	$1,16 \times 10^6$ N/m	$1,17 \times 10^6$ N/m	$8,54 \times 10^5$ N/m	$8,57 \times 10^5$ N/m
V4	$1,21 \times 10^6$ N/m	$1,22 \times 10^6$ N/m	$9,26 \times 10^5$ N/m	$9,35 \times 10^5$ N/m
V7	$1,32 \times 10^6$ N/m	$1,37 \times 10^6$ N/m	$1,16 \times 10^6$ N/m	$1,20 \times 10^6$ N/m
C1	$4,34 \times 10^6$ N/m	$4,36 \times 10^6$ N/m	$1,89 \times 10^7$ N/m	$1,90 \times 10^7$ N/m
C4	$4,40 \times 10^6$ N/m	$4,43 \times 10^6$ N/m	$1,91 \times 10^7$ N/m	$1,95 \times 10^7$ N/m
C7	$4,59 \times 10^6$ N/m	$4,67 \times 10^6$ N/m	$2,06 \times 10^7$ N/m	$2,04 \times 10^7$ N/m

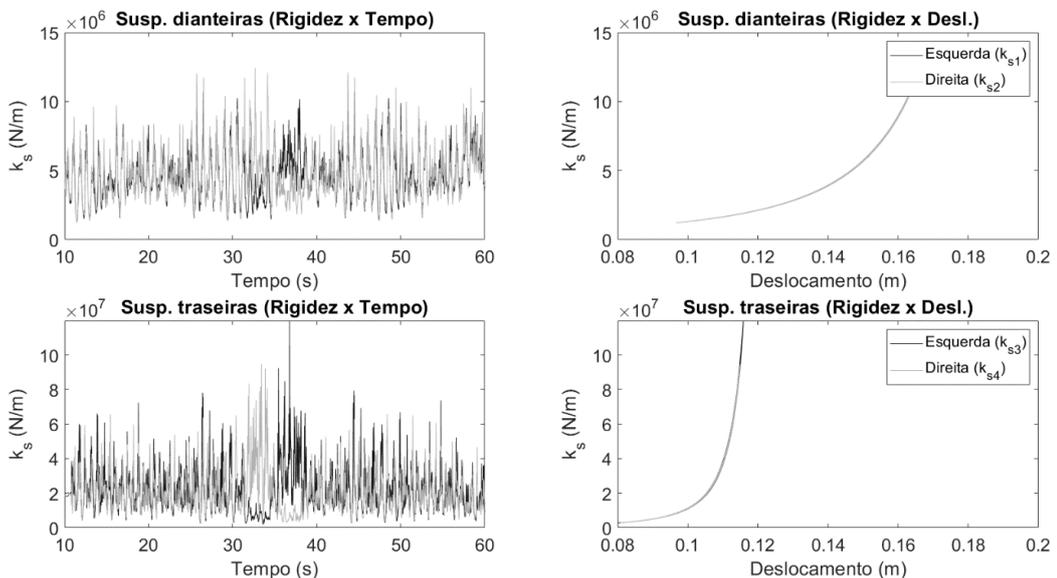
Fonte: Autor.

Figura 4-13 – Curvas de rigidez das suspensões em função do tempo e do deslocamento para a condição descarregado considerando a pista V7.



Fonte: Autor.

Figura 4-14 – Curvas de rigidez das suspensões em função do tempo e do deslocamento para a condição carregado considerando a pista C7.



Fonte: Autor.

Para o cálculo dos autovalores e dos autovetores na condição descarregado é considerado uma rigidez global média de  $1,2 \times 10^6$  N/m para as suspensões dianteiras e  $9,9 \times 10^5$  N/m para as suspensões traseiras, sendo esses valores as médias considerando as pistas V1, V4 e V7 conforme apresentado na Tabela 4-5. Para a condição carregado é utilizada a mesma

lógica para as pistas C1, C4 e C7, sendo obtidas as médias de  $4,5 \times 10^6$  N/m para as suspensões dianteiras e de  $2,0 \times 10^7$  N/m para as suspensões traseiras.

Com base nos valores médios dos coeficientes de rigidez das suspensões, são calculados os dez autovalores para as condições descarregado e carregado, bem como as frequências naturais correspondentes, conforme apresentado na Tabela 4-6.

Tabela 4-6 – Frequências naturais calculadas para as condições descarregado e carregado.

Freq. naturais	Descarregado	Carregado
1	0,74 Hz	0,91 Hz
2	1,34 Hz	1,30 Hz
3	1,81 Hz	1,49 Hz
4	5,19 Hz	7,07 Hz
5	5,51 Hz	7,34 Hz
6	6,67 Hz	8,50 Hz
7	6,73 Hz	9,41 Hz
8	7,09 Hz	9,64 Hz
9	8,81 Hz	10,42 Hz
10	10,45 Hz	12,71 Hz

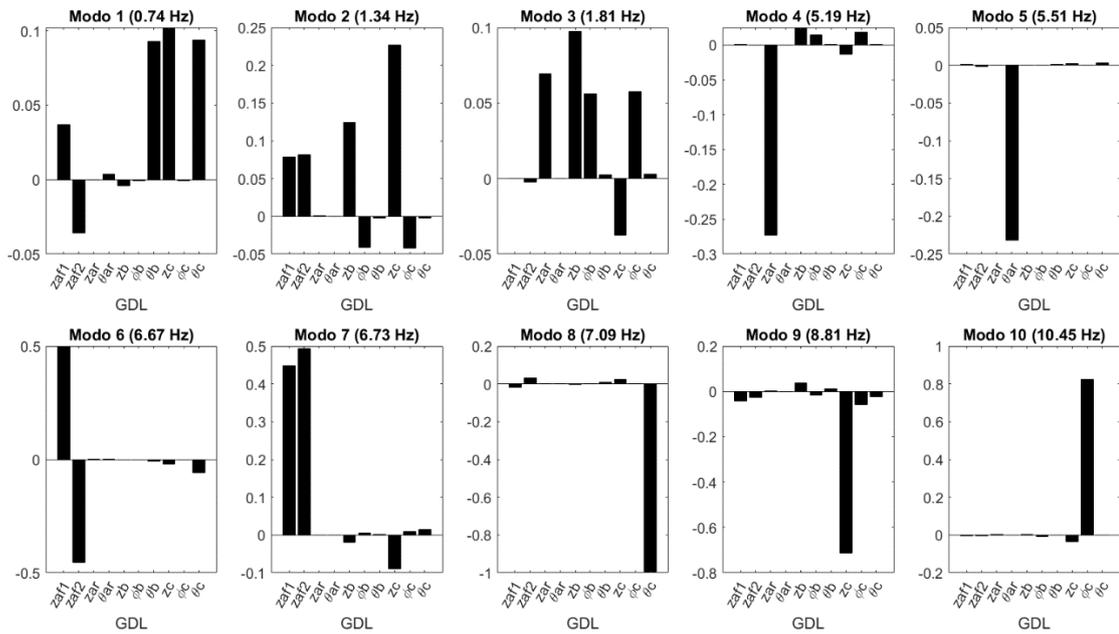
Fonte: Autor.

Os autovetores normalizados correspondentes são apresentados na Figura 4-15 e na Figura 4-16. A partir dos autovetores é possível verificar os dez modos de vibração do modelo. Nas figuras a letra grega  $\hat{f}_i$ , anteriormente apresentada em minúscula ( $\varphi$ ), é apresentada em maiúscula ( $\Phi$ ).

Verifica-se que em ambas as condições o modo 1 está associado ao movimento de rolagem do caminhão (“balanço lateral”), que ocorre normalmente em frequências inferiores à 1 Hz. Já os modos 2 e 3 estão associados ao movimento combinado de salto vertical e de arfagem, sendo o modo 2 com um deslocamento maior da parte dianteira do caminhão (eixos e cabine) e o modo 3 com um deslocamento maior da parte traseira do caminhão (eixo traseiro).

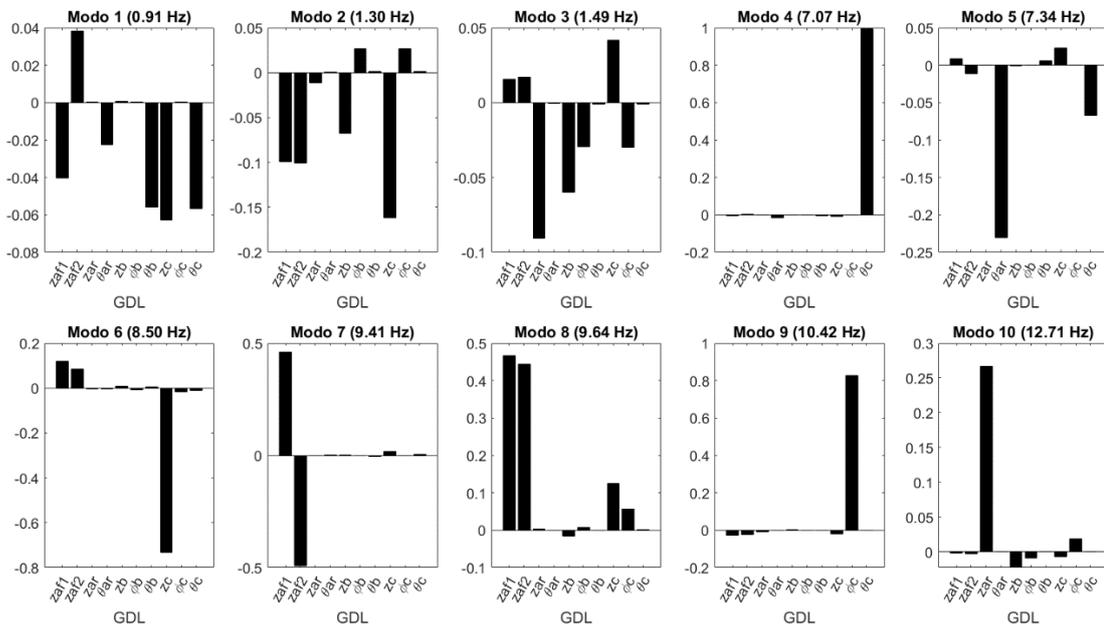
Os modos 4, 5, 6 e 7 da condição descarregado e os modos 5, 7, 8 e 10 da condição carregado equivalem aos movimentos de rolagem e salto vertical dos eixos dianteiros e traseiros, ocorrendo com frequência naturais superiores a 5 Hz. O eixo traseiro na condição carregado, por exemplo, possui uma rigidez média elevada e, dessa forma, a frequência natural calculada do movimento de salto do eixo é de 12,71 Hz (modo 10).

Figura 4-15 – Autovetores normalizados para a condição descarregado.



Fonte: Autor.

Figura 4-16 – Autovetores normalizados para a condição carregado.



Fonte: Autor.

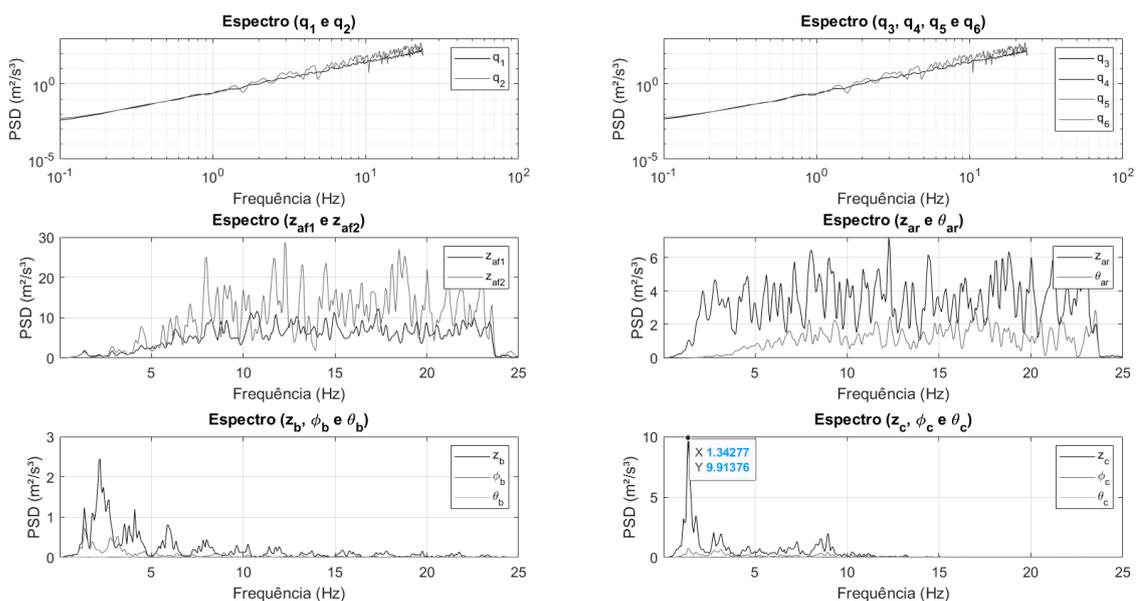
Por fim, os modos 8, 9 e 10 da condição descarregado e os modos 4, 6 e 9 da condição carregado são referentes aos movimentos da cabine (deslocamento vertical, rolagem e arfagem). Esses modos ocorrem com frequências naturais superiores à 7 Hz e independem da condição de carregamento do caminhão, sendo possível verificar que os valores das frequências desses modos são bem próximos para ambas as condições.

#### 4.3.1.3 Densidades espectrais de potência das acelerações

A Figura 4-17 e a Figura 4-18 apresentam as densidades espectrais de potência das acelerações obtidas pelo modelo dinâmico para as condições descarregado e carregado, respectivamente. Além dos dez graus de liberdade, são apresentados também os espectros para os vetores de perfil da pista. Conforme apresentado na revisão teórica, a densidade espectral de potência das acelerações impostas pela pista é maior para as maiores frequências. Dessa forma, para filtrar as altas frequências e aumentar o conforto de condução é desejável que o veículo possua frequências naturais baixas (suspensão menos rígida). São apresentados nas figuras os espectros para as pistas V7 e C7, que representam a pior classe de estrada considerada. As distribuições das frequências para as demais pistas são similares às apresentadas, alterando apenas a magnitude da densidade espectral de potência.

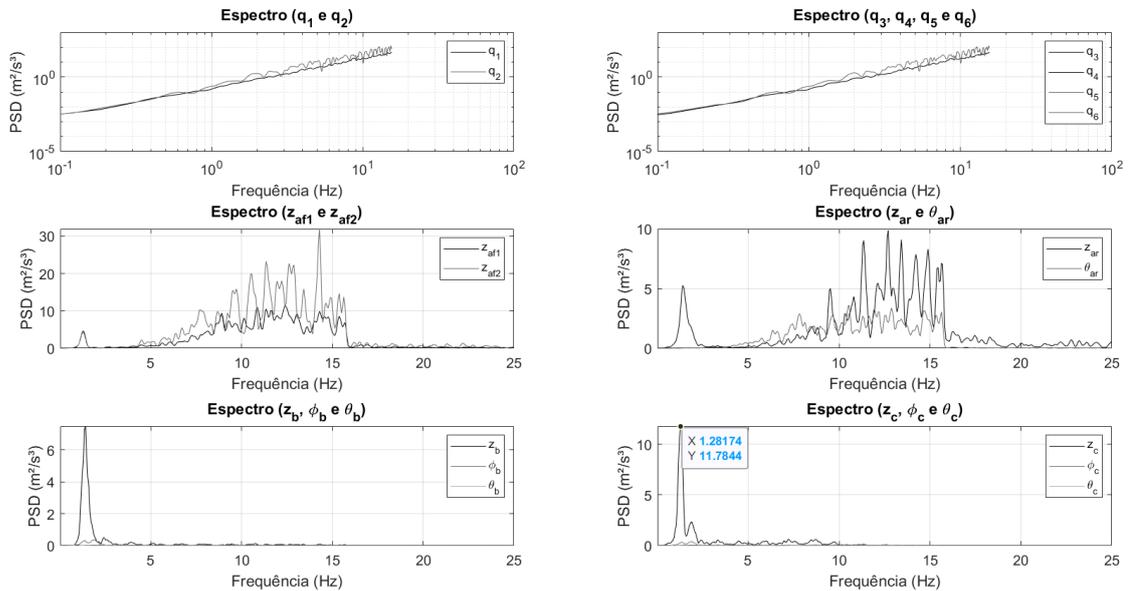
A maior frequência espacial imposta pela pista é de 2,83 ciclos/m. Portanto, para a condição descarregado, na qual a velocidade de deslocamento considerada é de 30 km/h, a maior frequência imposta pela pista é de 23,6 Hz. Já para a condição carregado, na qual a velocidade de deslocamento considerada é de 20 km/h, a maior frequência imposta pela pista é de 15,7 Hz. Esses limites são observados nos espectros. Nas figuras, novamente, a letra grega  $\dot{f}_i$  é apresentado em maiúscula ( $\Phi$ ).

Figura 4-17 – Densidades espectrais de potência das acelerações obtidas pelo modelo dinâmico para a condição descarregado (pista V7).



Fonte: Autor.

Figura 4-18 – Densidades espectrais de potência das acelerações obtidas pelo modelo dinâmico para a condição carregado (pista C7).



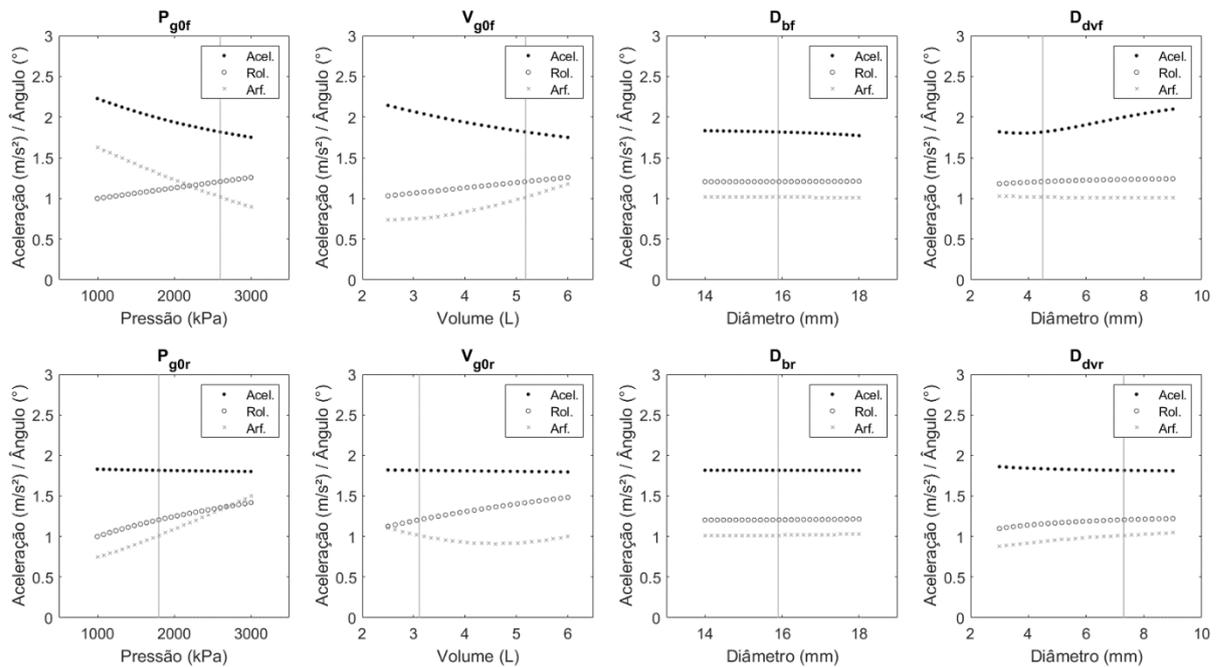
Fonte: Autor.

É possível verificar a correspondência da frequência excitada da aceleração vertical da cabine (cerca de 1,3 Hz em ambas as condições) com a frequência natural do modo 2 de vibração apresentado na seção anterior. Esse modo equivale ao movimento de salto vertical do caminhão. Para os espectros relativos aos graus de liberdade dos eixos (salto vertical e rolagem), verifica-se a vibração em frequências maiores, corroborando com a análise de autovalores previamente apresentada. Por fim, é possível verificar também que modos de vibração independentes da cabine que possuem frequências naturais entre 7 e 11 Hz não são significativamente excitados no modelo dinâmico.

#### 4.3.2 Análise paramétrica da suspensão hidropneumática

A Figura 4-19 apresenta a análise paramétrica para as suspensões dianteira e traseira da pressão inicial do gás ( $P_{gof}$ ,  $P_{gor}$ ), do volume inicial do gás ( $V_{gof}$ ,  $V_{gor}$ ), do diâmetro da esfera da válvula de retenção ( $D_{bf}$ ,  $D_{br}$ ) e do diâmetro do orifício da válvula de amortecimento ( $D_{dvf}$ ,  $D_{dvr}$ ). A linha vertical nos gráficos representa o ponto de referência correspondente aos parâmetros originais (ponto R).

Figura 4-19 – Análise paramétrica das suspensões dianteiras ( $P_{g0f}$ ,  $V_{g0f}$ ,  $D_{bf}$  e  $D_{dvf}$ ) e traseiras ( $P_{g0r}$ ,  $V_{g0r}$ ,  $D_{br}$  e  $D_{dvr}$ ).



Fonte: Autor.

A pressão e o volume inicial do gás, que estão relacionados com a rigidez da suspensão, possuem uma influência no comportamento dinâmico do caminhão mais significativa do que os parâmetros relacionados ao amortecimento (diâmetro da esfera da válvula de retenção e diâmetro do orifício da válvula de amortecimento).

A pressão e o volume inicial do gás das suspensões dianteiras influenciam significativamente na vibração da cabine e na movimentação do chassi durante as manobras. À medida que a pressão e o volume aumentam (suspensão menos rígida) a aceleração vertical da cabine reduz, mas em contrapartida o ângulo de rolagem aumenta. Já a influência do ângulo de arfagem é diferente para a variação da pressão e do volume. Com o aumento da pressão a arfagem reduz, e para o aumento do volume a arfagem aumenta.

Já a pressão e o volume inicial do gás das suspensões traseiras não influenciam na vibração vertical da cabine, apenas nos ângulos de rolagem e arfagem do chassi. À medida que a pressão aumenta, os ângulos também aumentam. À medida que o volume aumenta, o ângulo de rolagem aumenta, mas o ângulo de arfagem pouco altera.

Quanto aos parâmetros relacionados ao amortecimento, é possível verificar que o diâmetro da esfera da válvula de retenção tem uma influência insignificante na vibração da cabine e na movimentação do chassi, sendo possível verificar apenas uma ligeira redução da

aceleração vertical da cabine à medida que o diâmetro da esfera das suspensões dianteiras aumenta (maior restrição à passagem de óleo e, portanto, maior amortecimento).

Já o diâmetro da válvula de amortecimento possui uma influência mais significativa. Nas suspensões dianteiras, um diâmetro menor resulta em uma força de amortecimento maior (mais restrição à passagem de óleo) e, conseqüentemente, em uma menor vibração da cabine. Nas suspensões traseiras, o diâmetro não influencia na vibração da cabine, mas em contrapartida é possível verificar uma ligeira influência na movimentação do chassi durante as manobras.

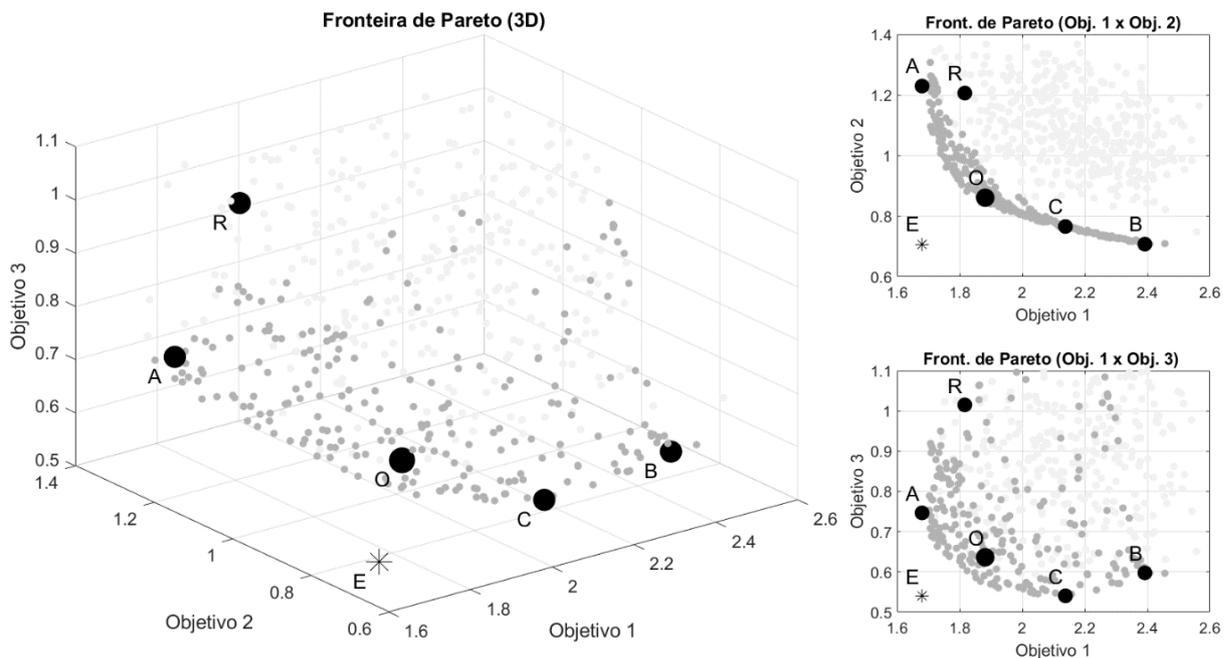
Por fim, é importante ressaltar que essas análises paramétricas fornecem uma ideia inicial da influência individual de cada parâmetro no comportamento dinâmico do caminhão. Para avaliar a influência da variação de todos os parâmetros simultaneamente é realizada a análise de otimização cujos resultados são apresentados na seção seguinte.

#### 4.3.3 Otimização multiobjetivo da suspensão hidropneumática

A fronteira de Pareto obtida na análise de otimização multiobjetivo é ilustrada na Figura 4-20, sendo o objetivo 1 o valor da raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine durante todo o período de movimentação do caminhão, o objetivo 2 o valor da raiz média quadrática do ângulo de rolagem do chassi durante a manobra de mudança de faixa e o objetivo 3 o valor da raiz média quadrática do ângulo de arfagem do chassi durante a aceleração e a frenagem. Para melhor entendimento do espaço 3D da função, uma “nuvem” com 400 pontos em cinza claro obtidos a partir de valores gerados aleatoriamente para os parâmetros, e que cumprem com as restrições estabelecidas, é apresentada juntamente à fronteira de Pareto.

Os principais pontos de interesse são enfatizados na figura. O ponto R representa o ponto de referência, correspondente aos parâmetros originais das suspensões. O ponto de equilíbrio, indicado por um asterisco como ponto E, representa os valores mínimos das três funções objetivo. No entanto, alcançar esse ponto ideal não é possível. Portanto, o ponto ótimo da fronteira de Pareto (ponto O) é considerado nesse estudo como aquele que está mais próximo do ponto de equilíbrio. Além disso, são destacados os pontos ótimos para as otimizações individuais: aceleração vertical da cabine (ponto A), ângulo de rolagem do chassi (ponto B) e ângulo de arfagem do chassi (ponto C).

Figura 4-20 – Fronteira de Pareto com os pontos de interesse em destaque.



Fonte: Autor.

A Tabela 4-7 apresenta os valores obtidos para as variáveis de decisão, bem como os principais resultados para os cinco pontos destacados na Figura 4-20. As coordenadas do ponto de equilíbrio (ponto E) são: 1,68 m/s<sup>2</sup> (RMS da aceleração vertical da cabine), 0,71° (RMS do ângulo de rolagem do chassi) e 0,54° (RMS do ângulo de arfagem do chassi).

Tabela 4-7 – Resumo dos resultados obtidos para os pontos de interesse.

Parâmetro	Unidade	Ponto R	Ponto O	Ponto A	Ponto B	Ponto C
Pressão inicial do gás (dianteira)	[kPa]	2600	2834	2910	1000	2194
Pressão inicial do gás (traseira)	[kPa]	1800	1040	1292	1000	1006
Volume inicial do gás (dianteira)	[L]	5,18	4,44	5,86	2,50	2,82
Volume inicial do gás (traseira)	[L]	3,11	2,61	3,75	2,50	2,60
Diâmetro da esfera da VR <sup>(1)</sup> (dianteira)	[mm]	15,9	15,9	17,9	14,0	16,5
Diâmetro da esfera da VR (traseira)	[mm]	15,9	14,5	16,7	14,0	15,3
Diâmetro do orifício da VA <sup>(2)</sup> (dianteira)	[mm]	4,5	3,3	4,3	3,0	3,0
Diâmetro do orifício da VA (traseira)	[mm]	7,3	3,3	6,8	3,0	3,0
Aceleração vertical da cabine - RMS	[m/s <sup>2</sup> ]	1,82	1,88	1,68	2,39	2,14
Ângulo de rolagem do chassi - RMS	[°]	1,21	0,86	1,23	0,71	0,77
Ângulo de arfagem do chassi - RMS	[°]	1,01	0,64	0,75	0,60	0,54
Máximo curso da suspensão (dianteira)	[mm]	171	144	185	93	96
Máximo curso da suspensão (traseira)	[mm]	116	100	143	96	100

(1) Válvula de retenção.

(2) Válvula de amortecimento.

Fonte: Autor.

No ponto A, a raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine apresenta a maior redução em comparação com o ponto de referência R, com uma diminuição de aproximadamente 8%. Além disso, a raiz média quadrática do ângulo de arfagem do chassi também diminui em cerca de 26%. Já a raiz média quadrática do ângulo de rolagem do chassi pouco altera (aumento em torno de 2%).

No ponto B, a raiz média quadrática do ângulo de rolagem do chassi apresenta a redução mais significativa em comparação com o ponto de referência R, com uma diminuição de aproximadamente 41%. Além disso, o RMS do ângulo de arfagem também diminui em cerca de 41%. No entanto, o RMS da aceleração vertical da cabine aumenta em cerca de 32%.

No ponto C, o RMS do ângulo de arfagem do chassi exibe a maior redução em comparação com o ponto de referência R, com uma diminuição de aproximadamente 47%. Da mesma forma, o RMS do ângulo de rolagem diminuiu cerca de 37%. Por outro lado, o RMS da aceleração vertical da cabine aumenta em cerca de 18%.

Por fim, em comparação com o ponto de referência R, o ponto ótimo O (mais próximo do ponto E) indica reduções nos dois ângulos de movimentação do chassi e um leve aumento da aceleração vertical da cabine. O aumento do RMS da aceleração vertical da cabine não é significativo (aproximadamente 3%), sugerindo que os parâmetros atuais das suspensões estão próximos do ponto ótimo para essa função objetivo específica. No entanto, há reduções significativas estimadas de 29% e 37% nos ângulos de rolagem e arfagem do chassi, respectivamente. A Tabela 4-8 apresenta um resumo das diferenças percentuais relatadas entre os pontos de interesse (O, A, B e C) e o ponto de referência R.

Tabela 4-8 – Diferenças percentuais dos pontos de interesse em relação ao ponto R.

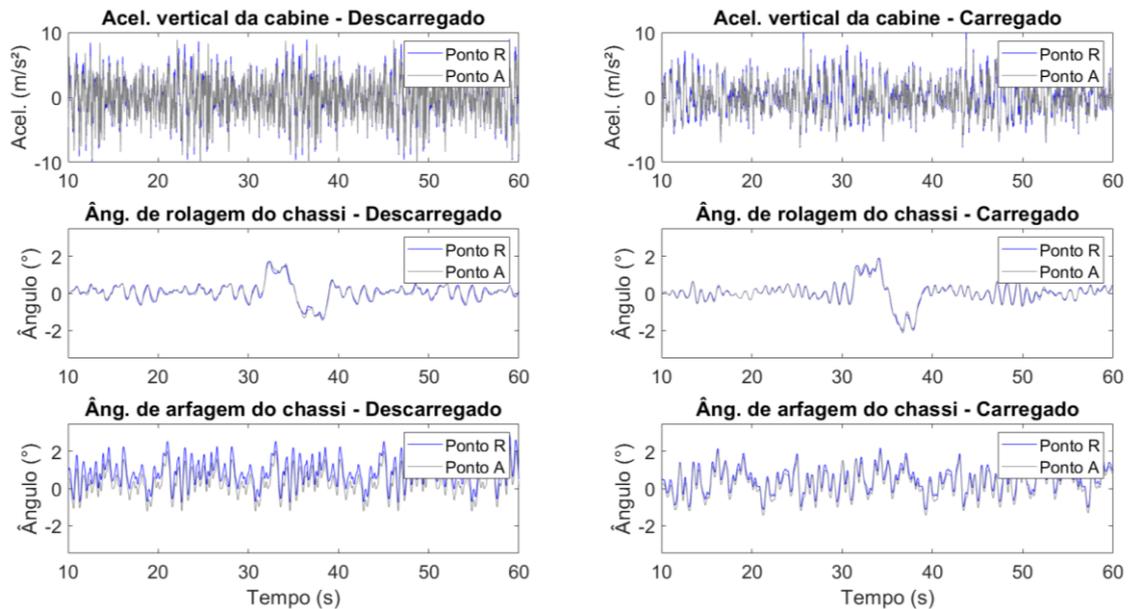
Parâmetro	Ponto R	Ponto O	Ponto A	Ponto B	Ponto C
Acel. vertical da cabine - RMS	1,82 m/s <sup>2</sup> -	1,88 m/s <sup>2</sup> +3%	1,68 m/s <sup>2</sup> -8%	2,39 m/s <sup>2</sup> +32%	2,14 m/s <sup>2</sup> +18%
Âng. de rolagem do chassi - RMS	1,21° -	0,86° -29%	1,23° +2%	0,71° -41%	0,77° -37%
Âng. de arfagem do chassi - RMS	1,01° -	0,64° -37%	0,75° -26%	0,60° -41%	0,54° -47%

Fonte: Autor.

A Figura 4-21 e a Figura 4-22 apresentam as comparações das curvas de aceleração vertical da cabine, ângulo de rolagem do chassi e ângulo de arfagem do chassi entre o ponto A e o ponto R e entre o ponto O e o ponto R, respectivamente, para a condição descarregado (pista V7) e para a condição carregado (pista C7). No comparativo do ponto A e do ponto R é possível

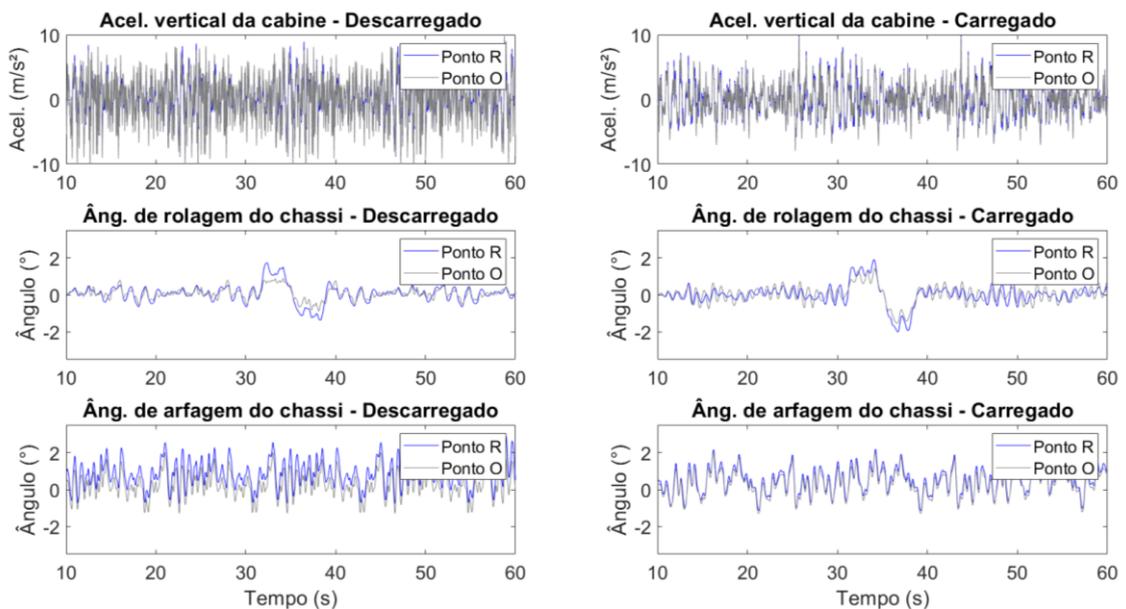
verificar uma ligeira redução na aceleração vertical da cabine, pouca alteração no ângulo de rolagem do chassi e uma redução mais significativa do ângulo de arfagem. Já no comparativo do ponto O e do ponto R é possível verificar pouca alteração na aceleração vertical da cabine e uma redução significativa nos ângulos de rolagem e de arfagem.

Figura 4-21 – Comparações de aceleração vertical da cabine e ângulos de rolagem e arfagem do chassi (ponto R e ponto A).



Fonte: Autor.

Figura 4-22 – Comparações de aceleração vertical da cabine e ângulos de rolagem e arfagem do chassi (ponto R e ponto O).

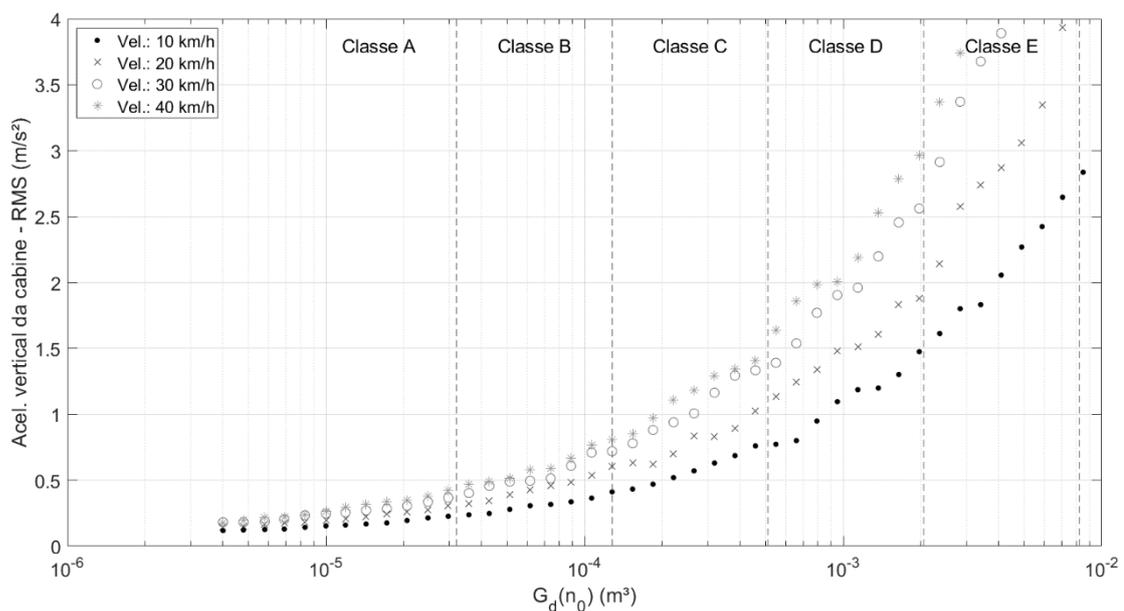


Fonte: Autor.

#### 4.4 Análises de influência da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão

A Figura 4-23 apresenta os resultados das análises de influência da variação da qualidade da estrada e da velocidade do caminhão nos níveis de vibração da cabine do operador. Estão destacados no gráfico as faixas de qualidade da estrada conforme os valores da ISO 8608 (2016). Ressalta-se que nessa análise são considerados os parâmetros originais das suspensões.

Figura 4-23 – RMS da aceleração vertical da cabine em função da qualidade da estrada para quatro diferentes velocidades do caminhão.



Fonte: Autor.

Para as quatro velocidades ocorre uma redução significativa da vibração da cabine à medida que a rugosidade da pista diminui e a qualidade da estrada melhora. Tendo como referência a velocidade de 20 km/h, por exemplo, para obter a raiz média quadrática da aceleração vertical da cabine inferior à 1,0 m/s<sup>2</sup>, é necessária uma estrada classe A, B ou, no máximo, C. Já para operar com velocidades maiores, a estrada classe C não atende, sendo necessárias estradas de boa e ótima qualidade (classe A ou B).

A influência da velocidade de transporte também é significativa e para uma mesma qualidade da estrada, trabalhar com velocidades maiores implicará níveis de vibrações consideravelmente superiores aos das velocidades mais baixas. Limitar a velocidade de transporte, principalmente para as vias de menor qualidade (classes C, D e E), gera um ganho considerável de conforto de condução. Contudo esta limitação pode prejudicar, significativamente, a produtividade da mina.

## 5.0 CONCLUSÕES

O presente estudo apresenta um procedimento para avaliação da influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática, da qualidade da estrada e da velocidade de transporte nos níveis de vibração da cabine do operador e nos ângulos de movimentação do chassi de caminhões de minério.

O desenvolvimento de um modelo dinâmico de parâmetros discretos no SIMULINK para o caminhão CAT 775 com dez graus de liberdade é apresentado. Também é apresentado o processo de validação do modelo a partir de resultados experimentais da pressão do gás das quatro suspensões. Para estudar a influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática no comportamento dinâmico do caminhão, são realizadas análises paramétricas e de otimização multiobjetivo, sendo avaliados em ambos os casos oito parâmetros (quatro para cada eixo). Para avaliar a influência da qualidade da estrada e da velocidade de transporte nos níveis de vibração da cabine, os resultados do modelo dinâmico são obtidos diversas vezes variando o nível de rugosidade da estrada e a velocidade do caminhão.

Primeiramente é possível concluir que o modelo dinâmico de parâmetros discretos com dez graus de liberdade e suspensão hidropneumática desenvolvido no SIMULINK é capaz de prever o comportamento dinâmico do caminhão, fornecendo informações relevantes dos subsistemas, como as acelerações das massas, deslocamentos das suspensões, ângulos de movimentação do chassi, pressões do gás das suspensões, dentre outros.

Além disso, conclui-se que o procedimento proposto baseado nas teorias de parâmetros discretos, em análises paramétricas e em otimização multiobjetivo se mostra eficaz para estudar a influência da suspensão, da rugosidade da estrada e da velocidade de transporte no comportamento dinâmico de caminhões de minério. Esse procedimento pode ser replicado para outros modelos de caminhões, não se limitando à indústria mineradora.

Quanto aos resultados obtidos para o caminhão CAT 775, as seguintes conclusões são destacadas:

- A principal frequência de vibração vertical da cabine é de cerca e 1,3 Hz tanto para a condição do caminhão descarregado, quanto para o caminhão carregado. Este valor está dentro da faixa esperada (1,0 Hz à 1,5 Hz). Além disso, verifica-se que os níveis de vibração da cabine são maiores para a condição do caminhão descarregado;
- Os parâmetros da suspensão hidropneumática têm uma influência considerável tanto no conforto da condução do caminhão quanto na movimentação do chassi. Dentre

os parâmetros avaliados, a pressão e o volume inicial do gás, que estão relacionados com a rigidez da suspensão, possuem uma influência mais significativa do que os parâmetros relacionados ao amortecimento (diâmetro da esfera da válvula de retenção e diâmetro do orifício da válvula de amortecimento). Além disso, os parâmetros das suspensões traseiras têm uma influência insignificante nos níveis de vibração da cabine, diferentemente das suspensões dianteiras que estão montadas logo abaixo da cabine;

- A fronteira de Pareto obtida pela otimização multiobjetivo indica que, para a faixa de variação considerada para os parâmetros da suspensão, o valor RMS da aceleração vertical da cabine pode ser reduzido em até 8%, reduzindo também a arfagem e aumentando ligeiramente o ângulo de rolagem do chassi. O RMS do ângulo de rolagem do chassi pode ser reduzido em até 41% e o RMS do ângulo de arfagem do chassi pode ser reduzido em até 47%, mas ambos resultam em um aumento significativo na vibração da cabine. Esses são os valores máximos das otimizações individuais alcançáveis quando comparados com a condição original. Alcançar essas reduções simultaneamente não é possível (ponto de equilíbrio). O ponto ótimo (ponto O) da fronteira de Pareto é considerado aquele que mais se aproxima do ponto de equilíbrio. No ponto O, em relação a condição de referência, o valor RMS da aceleração vertical da cabine tem um pequeno aumento de 3%, enquanto os valores RMS do ângulo de rolagem e de arfagem do chassi reduzem em 29% e 37%, respectivamente;
- A redução máxima de 8% no RMS da aceleração vertical da cabine (de 1,82 m/s<sup>2</sup> para 1,68 m/s<sup>2</sup>) não é significativa, indicando que os parâmetros originais da suspensão hidropneumática já estão próximos ao ideal para esta função objetivo. Portanto, não se espera uma redução significativa nos níveis de vibração da cabine, seja por ajustes de campo ou alterações no projeto da suspensão dentro da faixa de variação considerada para cada parâmetro avaliado;
- A análise de influência da qualidade da estrada indicou que é possível obter uma redução significativa da vibração da cabine à medida que a rugosidade da pista diminui e a qualidade da estrada aumenta. A influência da velocidade de transporte também é significativa e trabalhar com velocidades maiores implicará em níveis de vibrações consideravelmente superiores às velocidades mais baixas. Portanto a influência da rugosidade da estrada e da velocidade do caminhão na vibração da cabine é consideravelmente superior à influência dos parâmetros da suspensão,

reforçando a necessidade de manter as estradas de minas com baixa rugosidade (boa qualidade), bem como limitar a velocidade máxima para as estradas com elevada rugosidade (baixa qualidade).

## 5.1 Trabalhos futuros

Propõe-se para trabalhos futuros:

- Realizar mais medições experimentais no caminhão CAT 775, como acelerações em diferentes pontos, deslocamentos das suspensões e ângulos de movimentação do chassi, para comparar com os resultados previstos pelo modelo e obter uma validação mais completa e detalhada. As comparações podem ser realizadas não apenas com os dados no domínio do tempo, mas também no domínio da frequência de forma a validar as frequências de excitação indicadas pelo modelo;
- Realizar ajustes e testes experimentais no caminhão variando os parâmetros das quatro suspensões hidropneumáticas de forma a validar a influência dos parâmetros nos níveis de vibração da cabine e nos ângulos de movimentação do chassi. O estudo pode englobar também um comparativo experimental dos níveis de vibração em estradas de diferentes rugosidades e o caminhão operando com diferentes velocidades;
- Elaborar um modelo de suspensão hidropneumática que considere os efeitos da viscosidade do óleo nas curvas de amortecimento. Esse modelo pode ser implementado no modelo dinâmico de parâmetros discretos do caminhão, de forma que seja possível estudar a influência da viscosidade do óleo nos níveis de vibração da cabine e nos ângulos de movimentação do chassi.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGOSTINACCHIO, M.; CIAMPA, D.; OLITA, S. The vibrations induced by surface irregularities in road pavements - a Matlab® approach. *European Transport Research Review*, v. 6, n. 3, p. 267–275, 2014.
- ALI, D.; FRIMPONG, S. Artificial intelligence models for predicting the performance of hydro-pneumatic suspension struts in large capacity dump trucks. *International Journal of Industrial Ergonomics*, v. 67, p. 283–295, 2018.
- AOUAD, N.; FRIMPONG, S. Virtual Prototype Simulation of Truck Vibrations in High-Impact Shovel Loading Operations. *Journal of Powder Metallurgy and Mining*, v. 01, n. S1, 2013.
- BADWAY, I. A.; SOKAR, M. I.; RABOO, S. A. Simulation and Control of a Hydro-pneumatic Suspension system. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, v. 8, n. 9, 2017.
- BALDI, M.; MEIRELLES, P. S. Analysis of performance of a hydropneumatic suspension system. *COBEM 2003*, 2003.
- BARBOSA, R. S. Vehicle Vibration Response Subjected to Longwave Measured Pavement Irregularity. *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, v. 2, n. 2, p. 17–24, 2012.
- BAUER, W. Spring and Damping Characteristics of Hydropneumatic Suspension Systems. Em: *Hydropneumatic Suspension Systems*. Springer Berlin Heidelberg, 2011, p. 19–66.
- BAUMAL, A. E.; MCPHEE, J. J.; CALAMAI, P. H. Application of genetic algorithms to the design optimization of an active vehicle suspension system. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, v. 163, p. 87–94, 1998.
- BRASIL. Ministério do Trabalho e Previdência. *Norma Regulamentadora No.9 – Avaliação e Controle das Exposições Ocupacionais a Agentes Físicos, Químicos e Biológicos*. Brasília, DF, 2021.
- CAO, Y. J.; WU, Q. H. Teaching genetic algorithm using MATLAB. *Int. J. Elect. Enging. Educ.*, v. 36, p. 139–153, 1999.
- CATERPILLAR. *Cat 775G Off-Highway Truck Catalog*. Caterpillar Inc., 2012.
- CHOI, S. B.; LEE, H. K.; CHANG, E. G. Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller. *Mechatronics*, v. 11, p. 345–353, 2001.
- DEB, K. Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms: An Introduction. *KanGAL Report*, 2011.
- DENNERLEIN, J. T.; CAVALLARI, J. M.; KIM, J. H.; GREEN, N. H. The effects of a new seat suspension system on whole body vibration exposure and driver low back pain and disability: Results from a randomized controlled trial in truck drivers. *Applied Ergonomics*, v. 98, 2022.

DINDARLOO, S. R. *Dynamic impact of ageing dump truck suspension systems on whole-body vibrations in high-impact shovel loading operations*. 2016. Tese (Doutorado em Engenharia de Mineração) - Missouri University of Science and Technology, Missouri, EUA.

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.

EMAMI, M. D.; MOSTAFAVI, S. A.; ASADOLLAHZADEH, P. Modeling and simulation of active hydro-pneumatic suspension system through bond graph. *Mechanika*, v. 17, n. 3, p. 312–317, 2011.

FENG, J.; MATTHEWS, C.; ZHENG, S.; YU, F.; GAO, D. Hierarchical Control Strategy for Active Hydropneumatic Suspension Vehicles Based on Genetic Algorithms. *Advances in Mechanical Engineering*, v. 7, n. 2, 2014.

FOSSATI, G.; MIGUEL, L. Multi-objective optimization of a vehicle's dynamic response to excitations caused by a road profile through a meta-heuristic algorithm. *CILAMCE 2016*, 2016.

GENT, A. N.; WALTER, J. D. *The Pneumatic Tire*. Washington, D.C.: U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, 2006.

GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1992.

GILLESPIE, T. D.; SAYERS, M. W.; SEGEL, L. *Calibration of response-type road roughness measuring systems*. University of Michigan, Transportation Research Board, National Research Council, 1980.

GUNASELVAM, J.; NIEKERK, J. L. VAN. Seat selection guidelines to reduce whole-body vibration exposure levels in the SA mining industry. *The Journal of The South African Institute of Mining and Metallurgy*, v. 105, 2005.

HEGAZY, S.; RAHNEJAT, H.; HUSSAIN, K. Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, v. 213, n. 1, p. 19–31, 2000.

HELENO, R. P. *Análise de impacto de um veículo da categoria Baja em queda livre*. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.

HIEN, V. T.; LONG, L. X.; QUYNH, L. V.; LIEM, N. V.; CUONG, B. V. Effect Analysis of the Parameters of Hydro-Pneumatic Suspension System on Vehicle Ride Comfort. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology*, v. 12, n. 1, p. 422–430, 2021.

IBRAHIM, I. M.; CROLLA, D. A.; BARTON, D. C. Effect of frame flexibility on the ride vibration of trucks. *Computers & Structures*, v. 58, n. 4, p. 709–113, 1996.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). *ISO 2631-1 - Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part I: General Requirements*. Genebra, 1997.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). *ISO 8608 - Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data*. Geneva, 2016.

KAMASH, K. M. A.; ROBSON, J. D. The application of isotropy in road surface modeling. *Journal of Sound and Vibration*, v. 57, p. 89–100, 1978.

KANSAKE, B. A. *Multi-body dynamic and finite element modeling of ultra-large dump truck - haul road interactions for machine health and haul road structural integrity*. 2019. Tese (Doutorado em Engenharia de Mineração) - Missouri University of Science and Technology, Missouri, EUA.

KAUFMAN, W. W.; AULT, J. C. *Design of Surface Mine Haulage Roads - A Manual*. National Institute for Occupational Safety and Health, Pittsburgh, 2001.

KONDO, S. Relation Between Haul Road and Damage of Off-Highway Dump Trucks. *SAE Technical Paper Series*, 1984.

LONG, L. X.; HA, D. V.; QUYNH, L. V.; CUONG, B. V.; NIEM, V. T. Effect of operating conditions on a heavy truck ride comfort with hydro-pneumatic suspension system. *E3S Web of Conferences*, 2021.

MAYTON, A. G.; PORTER, W. L.; XU, X. S.; WESTON, E. B.; RUBENSTEIN, E. N. Investigation of human body vibration exposures on haul trucks operating at U.S. surface mines/quarries relative to haul truck activity. *International Journal of Industrial Ergonomics*, v. 64, p. 188–198, 2017.

MITRA, A. C.; DESAI, G. J.; PATWARDHAN, S. R.; SHIRKE, P. H.; KURNE, W.M.H.; BANERJEE, N. Optimization of Passive Vehicle Suspension System by Genetic Algorithm. *Procedia Engineering*, v. 144, p. 1158–1166, 2016.

OLIVA, J.; GOICOLEA, J. M.; ANTOLÍN, P.; ASTIZ, M. Dynamic behaviour of underspanned suspension road bridges under traffic loads. *Journal of the South African Institution of Civil Engineering*, v. 56, p. 77–87, 2014.

OLIVA, J.; GOICOLEA, J. M.; ASTIZ, M. Á.; ANTOLÍN, P. Fully three-dimensional vehicle dynamics over rough pavement. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers: Transport*, v. 166, n. 3, p. 144–157, 2013.

OLIVA, J. *PRPgenerator User's Manual*. Technical University of Madrid, 2013.

OSCARSSON, M. *A Hydropneumatic Suspension Parameter Study on Heavy Multi-Axle Vehicle Handling*. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e de Veículos) - Royal Institute of Technology, Stockholm, Suécia.

PREM, H. Off-Highway Mine Haul Truck Dynamics Simulation. *SAE Technical Paper Series*, 1998.

PREM, H.; DICKERSON, A. W. A Study of the Steady State Roll-Response of a Large Rear-Dump Mining Truck. *SAE Technical Paper Series*, 1992.

- RAHIMDEL, M. J.; MIRZAEI, M.; SATTARVAND, J.; NASIRABAD, H. M. Analysis and Optimization of Mining Truck Operation Based on the Driver Whole Body Vibration. *AUT Journal of Mechanical Engineering*, v. 1, n. 2, p. 169–178, 2017.
- SAMANTA, S. Genetic Algorithm: An Approach for Optimization (Using MATLAB). *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology*, v. 3, p. 261–267, 2014.
- SAYERS, M. W. *Dynamic terrain inputs to predict structural integrity of ground vehicles*. The University of Michigan Transportation Research Institute, 1988.
- SAYERS, M. W.; GILLESPIE, T. D.; PATERSON, W. D. Guidelines for Conducting and Calibrating Road Roughness Measurements. *World Bank Technical Paper*, 1986.
- SIVANANDAM, S. N.; DEEPA, S. N. *Introduction to Genetic Algorithms*. Springer, 2008.
- SUO, X.; JIAO, S.; WANG, G.; LIU, S.; ZHANG, Z. Research on the vibration damping performance of a novel single-side coupling hydro-pneumatic suspension. *Tehnicki Vjesnik*, v. 28, n. 5, p. 1495–1502, 2021.
- TANNANT, D.; REGENSBURG, B. *Guidelines for Mine Haul Road Design*. University of British Columbia - Okanagan, 2001.
- THE MATHWORKS INC. *MathWorks*. Disponível em: <https://www.mathworks.com>. Acesso em: nov., 2023.
- THOMANN, J.; EICHFELDER, G. Representation of the Pareto front for heterogeneous multi-objective optimization. *Journal of Applied and Numerical Optimization*, v. 1, n. 3, p. 293–323, 2019.
- UYS, P. E.; ELS, P. S.; THORESSON, M. J. Criteria for handling measurement. *Journal of Terramechanics*, v. 43, n. 1, p. 43–67, 2006.
- VALE. *Documentação VALE*. Engenharia VALE, 2023.
- WANG, W.; CAO, X.; KONG, X.; WU, Y. An experimental study on the discharge coefficient of a sharp-edged hydraulic orifice. *Journal of Physics: Conference Series*. Institute of Physics Publishing, 2020.
- WESTHUIZEN, S. F.; VAN DER; ELS, P. S. Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension. *Journal of Terramechanics*, v. 57, p. 41–59, 2015.
- WOLFGANG, R.; BURGESS-LIMERICK, R. Whole-body vibration exposure of haul truck drivers at a surface coal mine. *Applied Ergonomics*, v. 45, n. 6, p. 1700–1704, 2014.
- WU, D.; BURTON, R.; SCHOENAU, G. An empirical discharge coefficient model for orifice flow. *International Journal of Fluid Power*, v. 3, n. 3, p. 13–18, 2002.
- WU, W.; TANG, H.; ZHANG, S.; HU, L.; ZHANG, F. High-Precision Dynamics Characteristic Modeling Method Research considering the Influence Factors of Hydropneumatic Suspension. *Shock and Vibration*, v. 2020, 2020.

YIN, Y.; RAKHEJA, S.; YANG, J.; LOZANO-GUZMAN, A. Hydraulic damping nonlinearity of a compact hydro-pneumatic suspension considering gas-oil emulsion. *Vibroengineering Procedia*, v. 30, p. 68-71, 2020.

YU, H.; YU, N. *Application of Genetic Algorithms To Vehicle Suspension Design*. The Pennsylvania State University, 2001.

ZANG, K.; SHEN, J.; HUANG, H.; WAN, M.; SHI, J. Assessing and mapping of road surface roughness based on GPS and accelerometer sensors on bicycle-mounted smartphones. *Sensors*, v. 18, n. 3, 2018.

ZHANG, J.; DENG, Y.; ZHANG, N.; ZHANG, B.; QI, H.; ZHENG, M. Vibration Performance Analysis of a Mining Vehicle with Bounce and Pitch Tuned Hydraulically Interconnected Suspension. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, v. 32, n. 1, 2019.

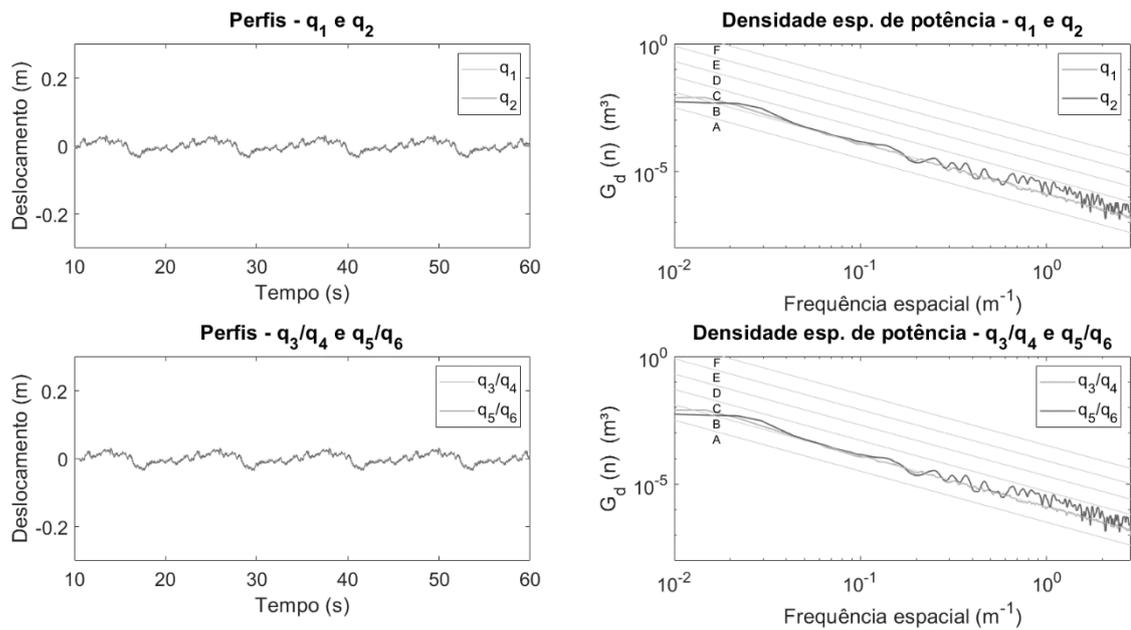
ZHANG, S.; GU, Z.; WU, W.; ZHENG, L.; LIU, J.; YIN, S. Transient numerical investigation of a large-scale hydro-pneumatic suspension considering variations in check valve parameters and operational conditions. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, v. 30, n. 4, p. 1967–1990, 2020.

ZHAO, H.; WANG, G.; LV, W.; CAO, Y.; LI, X. Optimization of hydropneumatic suspension for articulated wheel loader based on kriging model and particle swarm algorithm. *Advances in Mechanical Engineering*, v. 10, n. 11, 2018.

ZHAO, L.; ZHOU, C.; YU, Y. Damping Parameters Identification of Cabin Suspension System for Heavy Duty Truck Based on Curve Fitting. *Shock and Vibration*, v. 2016, 2016.

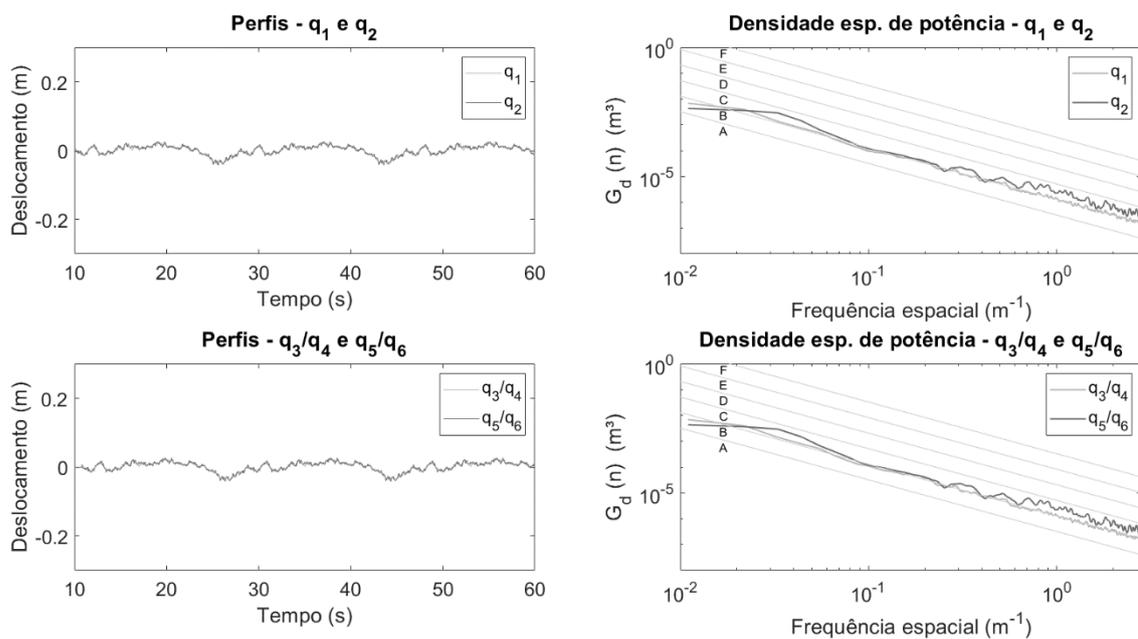
## APÊNDICE A – Perfis da pista utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática

Figura A-1 – Perfis para a condição descarregado V1 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $G_d(n_0) = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 30 km/h).



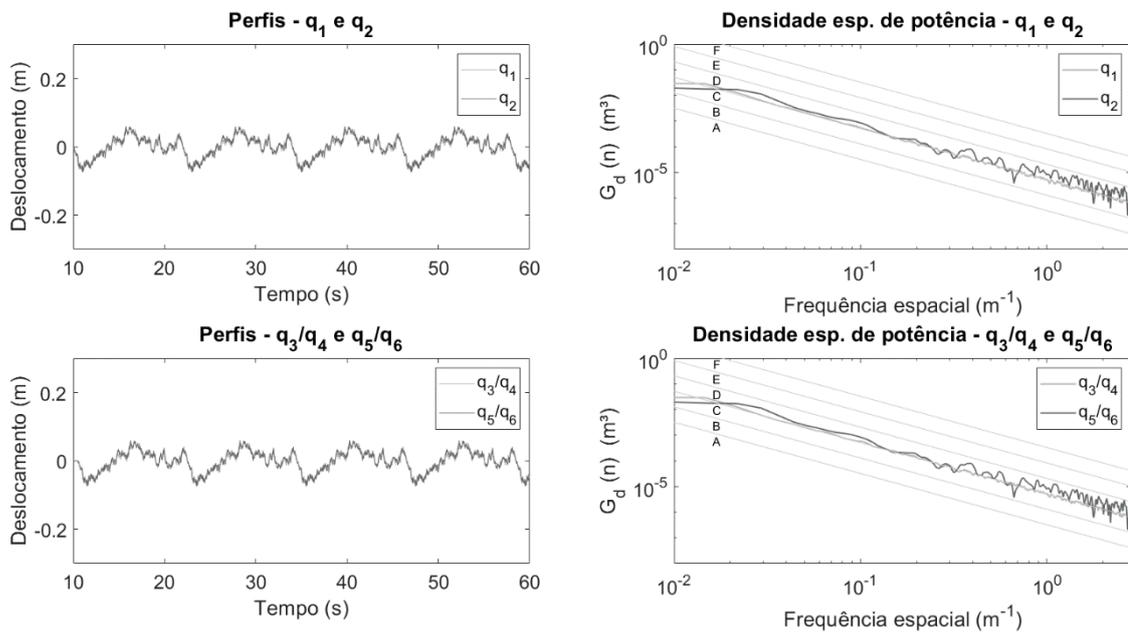
Fonte: Autor.

Figura A-2 – Perfis para a condição carregado C1 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $G_d(n_0) = 128 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 20 km/h).



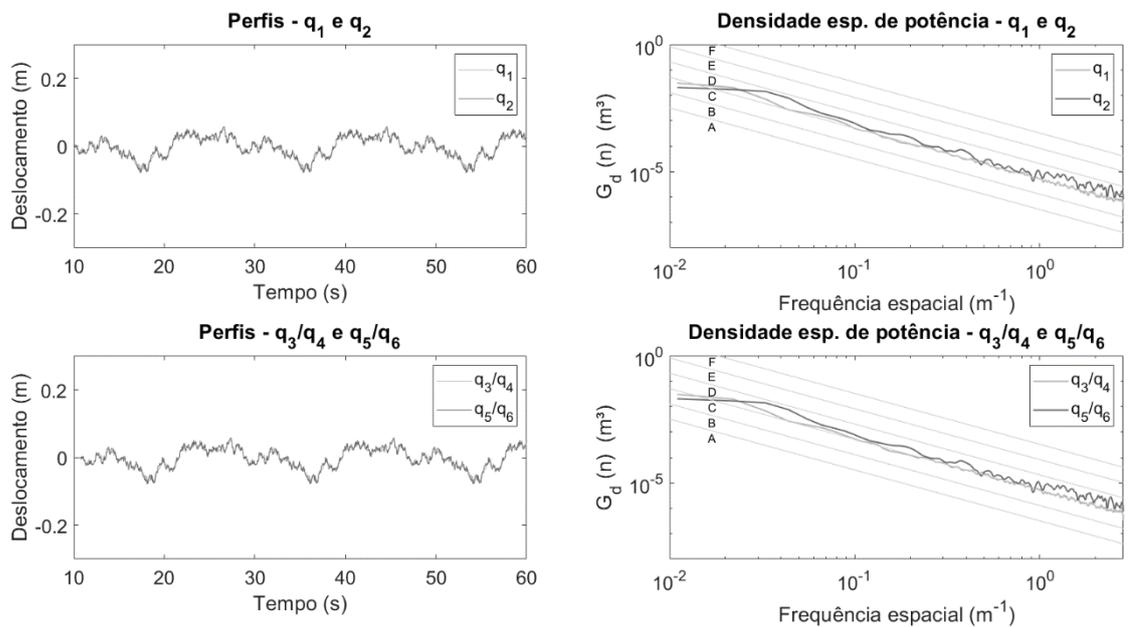
Fonte: Autor.

Figura A-3 – Perfis para a condição descarregado V4 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $G_d(n_0) = 512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 30 km/h).



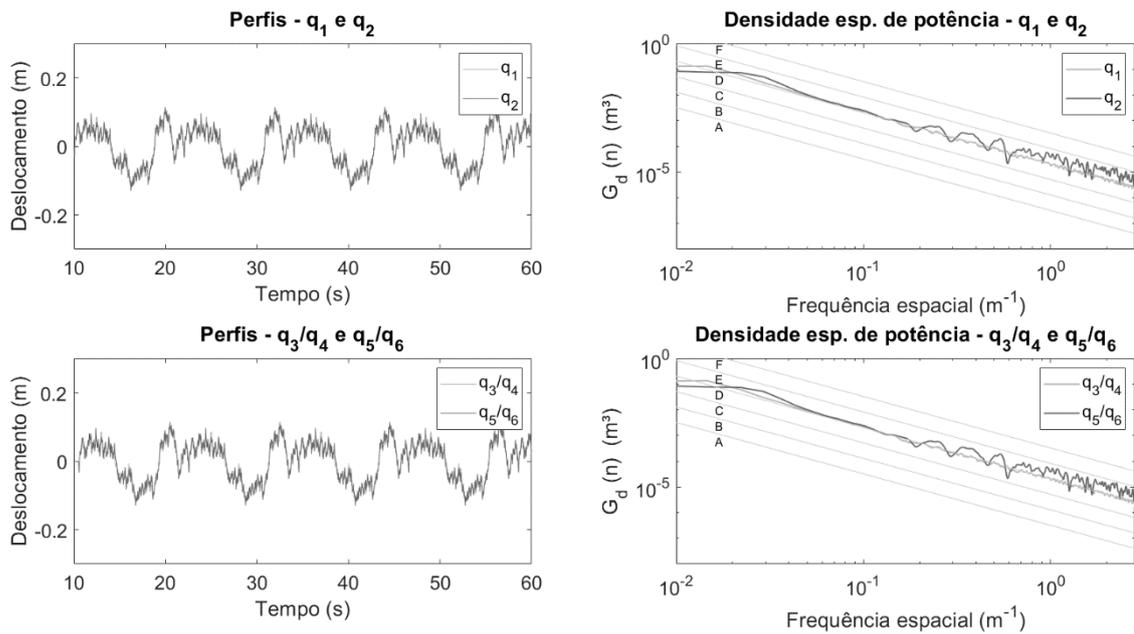
Fonte: Autor.

Figura A-4 – Perfis para a condição carregado C4 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $G_d(n_0) = 512 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 20 km/h).



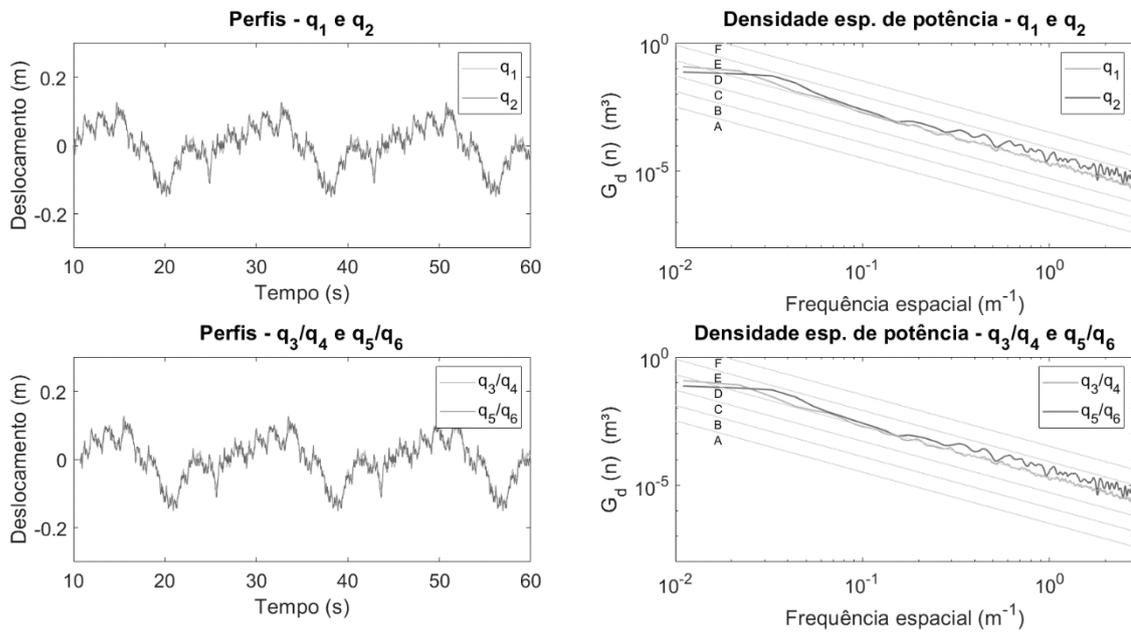
Fonte: Autor.

Figura A-5 – Perfis para a condição descarregado V7 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $G_d(n_0) = 2058 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 30 km/h).



Fonte: Autor.

Figura A-6 – Perfis para a condição carregado C7 utilizados nas análises de influência dos parâmetros da suspensão hidropneumática ( $G_d(n_0) = 2058 \times 10^{-6} \text{ m}^3$  e 20 km/h).



Fonte: Autor.