

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

IMPLEMENTAÇÃO ESTRATÉGICA DE UM CONTROLADOR LQR PARA ATENUAÇÃO EFICAZ DE VIBRAÇÕES EM UM ASSENTO DE CAMINHÃO: UMA ABORDAGEM MULTIDIMENSIONAL E INTEGRADA

por

Chady Rabah Helo Ideis Mohammed

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, fevereiro 2024.

CIP - Catalogação na Publicação

Mohammed, Chady Rabah Helo Ideis
IMPLEMENTAÇÃO ESTRATÉGICA DE UM CONTROLADOR LQR PARA ATENUAÇÃO EFICAZ DE VIBRAÇÕES EM UM ASSENTO DE CAMINHÃO: UMA ABORDAGEM MULTIDIMENSIONAL E INTEGRADA/ Chady Rabah Helo Ideis Mohammed. -- 2024.

30f

Orientador: Herbert Martins Gomes.
Coorientador: Walter Jesus Paucar Casas.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2024.

1.LQR. 2.Atenuador. 3.Vibração. 4.Análise Dinâmica. I. Gomes, Herbert Martins, orient. II.Casas, Walter Jesus Paucar, coorient. III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Chady Rabah Helo Ideis Mohammed

IMPLEMENTAÇÃO ESTRATÉGICA DE UM CONTROLADOR LQR PARA ATENUAÇÃO EFICAZ DE VIBRAÇÕES EM UM ASSENTO DE CAMINHÃO: UMA ABORDAGEM MULTIDIMENSIONAL E INTEGRADA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Ignácio Iturrioz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Coorientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes (Presidente)

Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Dr. Edson Hikaro Aseka

Prof. Dra. Letícia Fleck Fadel Miguel

Porto Alegre, fevereiro de 2024.

DEDICATÓRIA

Dedico o meu trabalho aos meus familiares e amigos, por sempre estarem no meu lado nos momentos difíceis. Em especial aos meus pais por sempre me incentivarem a lutar pelos meus sonhos.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2023

IMPLEMENTAÇÃO ESTRATÉGICA DE UM CONTROLADOR LQR PARA ATENUAÇÃO EFICAZ DE VIBRAÇÕES EM UM ASSENTO DE CAMINHÃO: UMA ABORDAGEM MULTIDIMENSIONAL E INTEGRADA

Chady Rabah Helo Ideis Mohammed

chady.mohammed2@gmail.com

Resumo. A busca por soluções modernas para atenuar sistemas de vibração em diferentes cenários tem sido pesquisa de muitos profissionais de engenharia. Um cenário muito importante é no caso de um assento de caminhão, veículo que usualmente é conduzido pelo mesmo motorista por acumuladas horas. Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo construir um sistema de controle ativo para atenuação de vibração sob o assento de um caminhão Mercedes L1313 com o desenvolvimento de um controlador LQR e inserção de um atuador para a ação de controle. Neste estudo, utiliza-se um modelo biodinâmico de 12 graus de liberdade em conjunto com o modelo dinâmico do caminhão de 13 graus de liberdade, realizando-se a análise dinâmica deste conjunto com e sem o sistema de controle ativo desenvolvido. Para a elaboração do controlador LQR e a solução numérica das equações matriciais diferenciais obtidas no modelamento dinâmico, utilizou-se o software MATLAB e suas funcionalidades, incluindo a sub-rotina ODE45, baseado no método numérico de Runge-Kutta. As soluções obtidas foram apresentadas em forma de gráficos de deslocamento vertical do assento, que demonstra o comportamento vibratório, além da obtenção de valores de aceleração RMS, para fins de comparação com as normas internacionais de conforto e saúde, comprovando-se a eficácia do sistema de controle ativo para a atenuação de vibrações.

Palavras-chave: LQR, Atenuador, Vibração, Análise Dinâmica.

Strategic implementation of an LQR controller for effective vibration attenuation in a truck seat: A multidimensional and integrated approach

Abstract. The search for modern solutions to mitigate vibration systems in different scenarios has been the research of many engineering professionals. A very important scenario is in the case of a truck seat, a vehicle that is usually driven by the same driver for accumulated hours. In this context, the present work aims to build an active control system for vibration attenuation under the seat of a Mercedes L1313 truck with the development of an LQR controller and the insertion of an actuator for control action. In this study, a 12-degree-of-freedom biodynamic model is used in conjunction with the 13-degree-of-freedom dynamic model of the truck, performing dynamic analysis of this set with and without the developed active control system. For the elaboration of the LQR controller and the numerical solution of the differential matrix equations obtained in the dynamic modeling, the MATLAB software and its functionalities were used, including the ODE45 subroutine, based on the numerical Runge-Kutta method. The solutions obtained were presented in the form of vertical seat displacement graphs, which demonstrates the vibratory behavior, in addition to obtaining RMS acceleration values, for comparison purposes with international comfort and health standards, proving the effectiveness of the active control system for vibration attenuation.

Keywords: LQR, Attenuator, Vibration, Dynamic Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Vista frontal e lateral do modelo simplificado do caminhão com a representação dos graus de liberdade.	3
Figura 2 – Visão frontal e lateral do modelo simplificado do caminhão com as principais dimensões geométricas.	3
Figura 3 – Modelo simplificado de uma pessoa com 12 GDL.	4
Figura 4 – Comportamento do sinal de controle para atenuar as vibrações no assento na situação de Teste 4 (Tabela A.1).....	9
Figura 5 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico ativo, sem carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b). 11	11
Figura 6 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico não-ativo, sem carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).	11
Figura 7 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico ativo, com carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).	11
Figura 8 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico não-ativo, com carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).	11
Figura 9 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico ativo, sem carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b). 12	12
Figura 10 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico não-ativo, sem carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).	13
Figura 11 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico ativo, com carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b). 14	14
Figura 12 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico não-ativo, com carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).	14

Figura A.1 - Perfis de irregularidades de pista gerados de acordo com a norma ISO 8608 (2016) para
(a) Pista A e (b) Pista C..... 19

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de inércia do modelo dinâmico do caminhão.	5
Tabela 2 – Parâmetros elásticos e de amortecimento do modelo do caminhão.....	5
Tabela 3 – Parâmetros geométricos do modelo dinâmico do caminhão.....	6
Tabela 4 – Parâmetros do modelo biodinâmico do motorista.....	6
Tabela 5- Parâmetros para geração de irregularidade de pista.....	7
Tabela 6 – Aceleração RMS para os testes realizados com a pista classe A (com controle ativo e sem controle ativo) e comparação com o limite admissível da norma ISO 2631-1 (1997).	12
Tabela 7 – Aceleração RMS para os testes realizados com a pista classe C (com controle ativo e sem controle ativo) e comparação com o limite admissível da norma ISO 2631-1 (1997).	14
Tabela A.1- Matriz de testes realizados.	18

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA	iv
LISTA DE FIGURAS	vi
LISTA DE TABELAS	viii
SUMÁRIO	ix
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Objetivos	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
3.1 Modelo Dinâmico do Caminhão e Modelo Biodinâmico do Motorista.....	2
3.2 Geração da Irregularidade de Pista segundo Norma ISO 8608 (2016).....	6
3.3 Algoritmo de Integração Numérica ODE45	7
4 METODOLOGIA	8
5 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS E DISCUSSÕES	10
6 CONCLUSÃO	12
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
APÊNDICE.....	17

NOMENCLATURA

Letras Romanas

$\vec{z}, z(t)$	Vetor de deslocamento, deslocamento linear	[m]
$\vec{\dot{z}}, \dot{z}(t)$	Vetor de velocidades, velocidade linear	[m/s]
$\vec{\ddot{z}}, \ddot{z}(t)$	Vetor de acelerações, aceleração linear	[m/s ²]
C, c, C_e	Matriz de amortecimento, amortecimento, matriz de amortecimento do contato pneu-pista	[N s/m]
T(t)	Torque aplicado	[Nm]
F, f(t)	Matriz de incidência, força aplicada	[-], [N]
$G_d(n)$	Densidade espectral	[rad/m ³]
n, n_0	Frequência espacial	[ciclos/m]
M, m	Matriz de massa, massa	[kg]
w	Expoente de ondulação	[-]
$\frac{dy}{dt}$	Derivada de uma variável genérica y em relação a outra variável genérica t .	[-]
$f(x, y)$	Função genérica para fins representativos	[-]
K, k, K_e	Matriz de rigidez, rigidez, matriz de rigidez do contato pneu-pista	[N/m]
u_b	Matriz de deslocamento dos pneus sob a pista	[m]
u_{bp}	Matriz de velocidade de deslocamento dos pneus sob a pista	[m/s]
\vec{u}	Vetor de forças de controle	[N]
\vec{x}	Vetor de deslocamento e velocidades em espaço de estados	[m], [m/s]
$\vec{\dot{x}}$	Derivada do vetor \vec{x}	[m/s], [m/s ²]
A	Matrizes de rigidez e amortecimento em espaço de estados	[N/kg·m],[Ns/kg·m]
B	Matriz de incidência em espaço de estados	[N/kg]
B_{ke}, B_{ce}	Matriz de rigidez do contato pneu-pista em espaço de estado e matriz de amortecimento do contato pneu-pista em espaço de estado	[N/Kg·m],[Ns/kg·m]
Q	Matriz de ponderação dos estados	[-]
R	Matriz de ponderação de controle	[-]
J	Função de custo quadrática	[-]
T	Tempo de análise	[s]

1 INTRODUÇÃO

A exposição prolongada à vibração em veículos de grande porte tem se tornado um tema de crescente preocupação na sociedade contemporânea. De acordo com estudos do *National Institutes of Health*, distúrbios na região lombar figuram como as queixas musculoesqueléticas mais frequentes entre os trabalhadores do campo, superando a incidência desses problemas na população geral. Esta situação tem sido associada ao contato contínuo com a vibração que esses indivíduos enfrentam ao operar maquinário agrícola por períodos extensos. Uma realidade semelhante é compartilhada por caminhoneiros, motoristas de ônibus e outros profissionais que conduzem veículos de grande porte, destacando a importância de investigar e mitigar os impactos dessa exposição em longo prazo.

As estratégias usualmente adotadas para solucionar os problemas de saúde a longo prazo nesses profissionais incluem a alternância de turnos, visando limitar a duração da exposição à vibração. No entanto, essa medida se mostra apenas parcialmente eficaz, pois, embora diminua o período de exposição, não elimina o contato com a vibração de forma efetiva. A busca por soluções mais completas permanece essencial para proteger a saúde desses trabalhadores.

A Norma Regulamentadora N° 15 (NR-15 (2014)) fornece diretrizes claras sobre os limites aceitáveis de exposição a vibrações em ambientes de trabalho. De acordo com esta normativa, atividades que submetem os trabalhadores a níveis de vibração diária acima de 5 m/s^2 para mãos e braços, ou $1,1 \text{ m/s}^2$ para o corpo inteiro, são classificadas como insalubres. Esses parâmetros são fundamentais para a definição de práticas seguras no local de trabalho e para garantir que a saúde dos trabalhadores não seja comprometida pela exposição contínua à vibração.

Este trabalho insere-se em uma temática importante, buscando uma solução duradoura e eficaz para atenuar as vibrações em veículos de grande porte. Foca-se, em particular, na atenuação das vibrações no assento do condutor, uma vez que é por meio deste ponto de contato que a exposição às vibrações se manifesta de forma mais intensa.

1.1 Motivação

O estudo em questão foi inspirado pela busca por uma resposta efetiva e a longo prazo para melhorar o bem-estar e a saúde ocupacional dos profissionais que enfrentam exposição constante à vibração. Este trabalho almeja ir além das respostas convencionais, introduzindo melhorias na ergonomia e aplicando tecnologias de controle para benefício coletivo.

1.2 Objetivos

Conforme já destacado, o objetivo deste estudo é desenvolver uma ferramenta efetiva para a atenuação das vibrações a que os ocupantes de veículos pesados estão sujeitos. Para isso, será realizada uma análise do modelo dinâmico de um caminhão Mercedes L1313, investigando a implementação de um controlador *Linear Quadratic Regulator* (LQR) sob o assento do veículo, com o propósito de reduzir as vibrações percebidas.

Esta análise englobará o modelo dinâmico de um condutor, que será integrado ao modelo dinâmico do caminhão, perfazendo um estudo compreensivo com 25 graus de liberdade — 12 correspondentes ao modelo do motorista e 13 ao do caminhão. A eficácia da instalação de um atuador controlado sob o assento do caminhão, caracterizando o sistema como ativo, será avaliada em contraste com a configuração padrão, ou sistema passivo, em situações de pista convencionais e em casos de obstáculos como lombadas. Simulações computacionais específicas serão utilizadas para analisar o comportamento dinâmico em pontos críticos de interesse.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A exposição contínua a vibrações em veículos de grande porte, como caminhões, vem despertando preocupações crescentes devido aos seus possíveis efeitos na saúde e qualidade de vida dos motoristas. Tais vibrações contínuas podem causar uma série de problemas de saúde, que vão desde fadiga e desconforto até condições mais sérias, como distúrbios musculoesqueléticos, conforme descrito por Ji et al. (2015). Assim, torna-se crucial pesquisar métodos efetivos para diminuir essas vibrações, com o objetivo de aprimorar tanto o conforto quanto a segurança dos motoristas.

A adoção de sistemas de suspensão ativa, apoiados por técnicas de controle avançadas, emergiu como uma solução promissora para reduzir vibrações indesejadas principalmente no caso da atenuação apenas no ocupante, ao invés de controle completo do veículo de custo elevado. Nesse cenário, o controlador LQR é notável por sua habilidade de proporcionar uma atenuação eficiente e adaptável das vibrações. O LQR, sendo um controlador ideal, minimiza um critério de custo quadrático, assegurando uma performance robusta e estável do sistema, conforme indicado por Sam et al. (2000).

Ao contrário das técnicas de controle passivo, o controle ativo oferece uma resposta mais flexível e adaptável às variáveis condições de condução. Enquanto sistemas passivos dependem de configurações fixas para amortecer vibrações, os sistemas ativos ajustam suas respostas em tempo real, melhorando substancialmente a experiência de condução e auxiliando na prevenção de problemas de saúde a longo prazo, conforme estudado por Han et al. (2022) e Dridi et al. (2023). Uma possível desvantagem do controle ativo reside em seu custo mais elevado.

Um aspecto crítico para o sucesso da atenuação ativa de vibrações é a modelagem dinâmica tanto do veículo quanto do motorista. Kalaivani et al. (2016) enfatizaram a necessidade de uma modelagem precisa, ressaltando como a interação entre o veículo e o motorista pode ser modelada para otimizar a eficácia do sistema de controle.

Phu e Choi (2019) realizaram uma pesquisa inovadora, onde desenvolveram um sistema de controle para reduzir as vibrações em veículos. Eles utilizaram uma abordagem criativa, empregando uma versão adaptada da Equação de Riccati combinada com um Controle *Fuzzy* do tipo 2. Esse sistema foi projetado para aprimorar o controle sobre a aceleração e o movimento do assento do motorista, especialmente útil com o uso de amortecedores magnetoreológicos que ajustam o amortecimento e/ou a rigidez do assento.

Por outro lado, Desai et al. (2021) focaram em um aspecto diferente. Eles criaram um modelo biodinâmico com 12 graus de liberdade para simular como as vibrações são atenuadas tanto em sistemas de suspensão ativos quanto passivos. Utilizando um algoritmo genético, eles demonstraram que o sistema ativo que desenvolveram era mais eficiente na redução das vibrações, comparado ao sistema passivo.

Neste estudo, adota-se uma metodologia distintiva ao integrar um modelo dinâmico abrangente do veículo com um modelo biodinâmico do condutor. Esta fusão de modelos permite uma análise mais precisa e detalhada das vibrações no assento e de sua subsequente transmissão para o corpo humano. A consideração dos graus de liberdade em ambos os modelos facilita uma compreensão aprofundada da dinâmica de vibração, contribuindo significativamente para o avanço das técnicas de controle de vibração em veículos, com um foco particular na interação entre o veículo e o motorista.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Modelo Dinâmico do Caminhão e Modelo Biodinâmico do Motorista

O caminhão é modelado considerando-se 13 graus de liberdade. O modelo dinâmico ilustrado na Figura 1, a qual destaca os diversos graus de liberdade, e na Figura 2, que apresenta as

dimensões essenciais para a formulação do sistema dinâmico, representa diversas partes do veículo por meio de um conjunto integrado de massas, molas e amortecedores (dinâmica multi-corpos). Esta análise dinâmica se revela crucial para examinar o comportamento do caminhão sob variadas condições de estrada e carga.

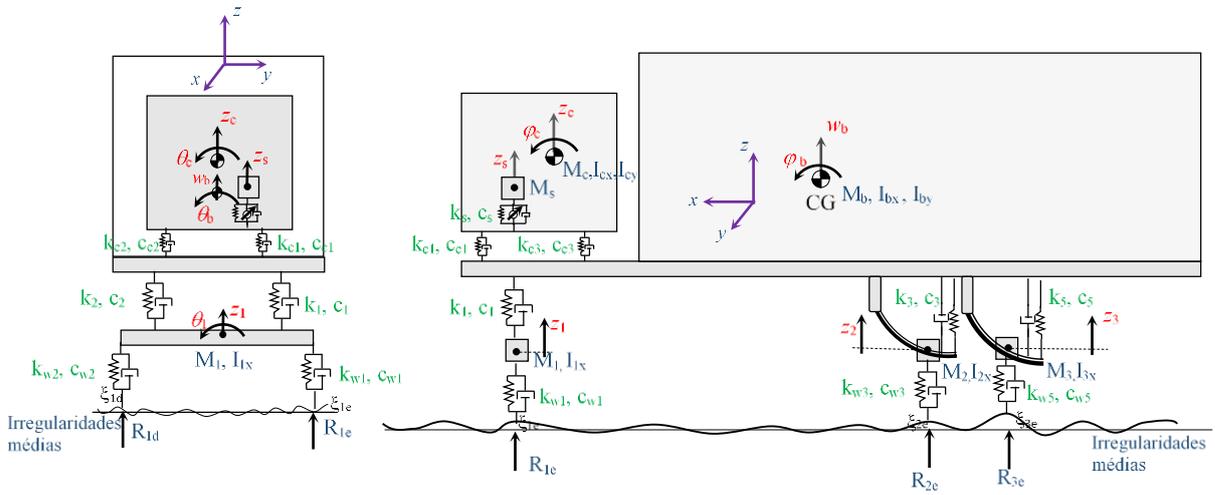


Figura 1 – Vista frontal e lateral esquerda do modelo simplificado do caminhão com a representação dos graus de liberdade (Adaptado de Picoral Filho, 2021).

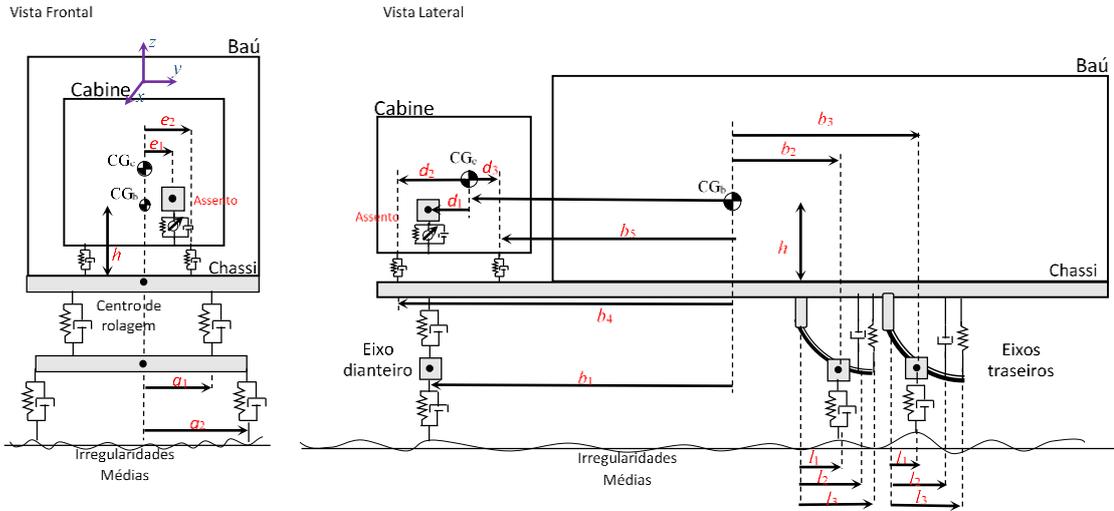


Figura 2 – Visão frontal e lateral esquerda do modelo simplificado do caminhão com as principais dimensões geométricas (Adaptado de Picoral Filho, 2021).

Para cada grau de liberdade, utilizam-se equações de movimento que incorporam todas as forças atuantes no sistema, incluindo forças de inércia, forças elásticas e forças dissipativas. As Equações (1) e (2), apresentadas adiante, exibem, genericamente, as equações de movimento translacional e rotacional. (Rao, 2009)

$$m\ddot{z}(t) + c\dot{z}(t) + k z(t) = f(t) \tag{1}$$

$$J\theta\ddot{\theta}(t) + c_{\theta}\dot{\theta}(t) + k_{\theta}\theta(t) = T(t) \tag{2}$$

Sendo m a massa, J_θ o momento de inércia de massa, c a constante de amortecimento, c_θ a constante de amortecimento rotacional, k o coeficiente de rigidez, k_θ o coeficiente de rigidez rotacional, $z(t)$ deslocamento linear, $\theta(t)$ deslocamento angular, $\dot{z}(t)$ velocidade linear, $\dot{\theta}(t)$ velocidade angular, $\ddot{z}(t)$ aceleração linear, $\ddot{\theta}(t)$ aceleração angular, $T(t)$ torque aplicado e $f(t)$ força aplicada.

Na Figura 3, está esquematizado o modelo dinâmico do motorista, que traduz a complexidade biomecânica do corpo humano em uma estrutura mecânica simplificada. Nesta representação, elementos de rigidez e amortecimento replicam as características físicas vitais para representação da movimentação vertical. Este modelo tem 12 graus de liberdade, onde cada um é responsável pelo deslocamento linear de uma seção específica do corpo do motorista, considerada essencial para a análise da dinâmica de interação. (Zainal, Zakaria & Baarath, 2018)

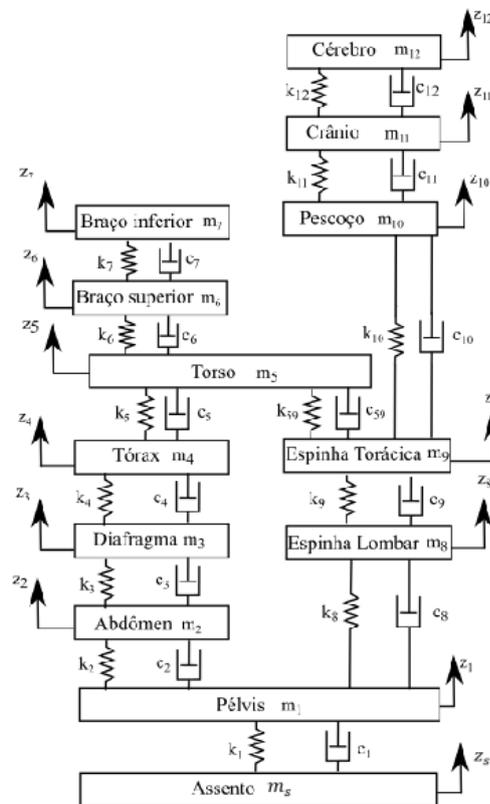


Figura 3 – Modelo simplificado de uma pessoa com 12 GDL (Adaptado de Zainal, Zakaria & Baarath, 2018).

A elaboração deste modelo biodinâmico é essencial para avaliar a exposição humana às vibrações veiculares e seu impacto em diferentes partes do corpo. Compreender estas dinâmicas é crucial para garantir o conforto ergonômico e prevenir potenciais problemas de saúde que podem surgir devido à exposição prolongada a tais condições. A formulação analítica do modelo biodinâmico faz uso da Equação (1) para cada grau de liberdade, já que há apenas deslocamento vertical. O vetor \vec{z} a seguir mostra os 25 graus de liberdade da junção do modelo biodinâmico com o modelo dinâmico do veículo:

$$\vec{z} = \{z_{12} \ z_{11} \ z_{10} \ z_9 \ z_8 \ z_7 \ z_6 \ z_5 \ z_4 \ z_3 \ z_2 \ z_1 \ z_s \ z_c \ \varphi_c \ \theta_c \ w_b \ \varphi_b \ \theta_b \ z_1' \ \theta_1 \ z_2' \ \theta_2 \ z_3' \ \theta_3\}^T \quad (3)$$

Estas equações (1) e (2) são fundamentais para descrever o comportamento dinâmico associado a um certo grau de liberdade. Para abranger a dinâmica de todos os graus de liberdade que regem o veículo e o motorista, formula-se uma equação diferencial matricial que englobe todos os elementos. Um sistema dinâmico linearizado de múltiplos graus de liberdade com amortecimento é descrito na forma (Kwon et al., 1997):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} = \mathbf{F}\mathbf{u} \quad (4)$$

As matrizes de massa \mathbf{M} , rigidez \mathbf{K} e amortecimento \mathbf{C} englobam os graus de liberdade associados ao modelo dinâmico do caminhão e do modelo biodinâmico ajustado ao condutor. Os vetores $\ddot{\mathbf{z}}$, $\dot{\mathbf{z}}$ e \mathbf{z} representam, respectivamente, aceleração, velocidade e deslocamento. As matrizes mencionadas são apresentadas de forma detalhada, acompanhadas pelas equações que embasaram sua elaboração, no estudo conduzido por Picoral Filho (2021). \mathbf{F} é a matriz de incidência e \mathbf{u} é o vetor de forças de controle. Para sistemas passivos de controle de vibração, a matriz de incidência \mathbf{F} assume valores nulos. Por outro lado, no sistema ativo, a instalação de um atuador controlável abaixo do assento do motorista, requer que haverá apenas uma força de controle \mathbf{u} que torna o \mathbf{F} um vetor com valores diferentes de zero nas linhas correspondentes aos graus de liberdade de deslocamento linear do assento z_s (linha 13), deslocamento linear da cabine z_c (linha 14), deslocamento angular devido a arfagem cabine φ_c (15) e deslocamento angular devido ao rolamento na cabine θ_c (linha 16):

$$\mathbf{F} = [0 \quad \dots \quad 1 \quad -1 \quad -e_1 \quad -d_1 \quad \dots \quad 0]^T \quad (5)$$

Os valores correspondentes as massas e momentos de inércia, constantes de mola e constantes de amortecimento dos vários elementos do veículo estão disponíveis na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados de inércia do modelo dinâmico do caminhão (Picoral Filho, 2021).

Parâmetros inerciais						
Massa (kg)						
M_s	M_c	M_b	M_1	M_2	M_3	
30	600	10000	900	1200	1200	
Momento de Inércia de Massa (kg.m ²)						
I_{cx}	I_{cy}	I_{bx}	I_{by}	I_{1x}	I_{2x}	I_{3x}
150	100	7800	70000	280	510	510

Na Tabela 2 estão disponíveis os valores dos parâmetros elásticos e de amortecimento deste modelo dinâmico do caminhão.

Tabela 2 – Parâmetros elásticos e de amortecimento do modelo do caminhão (Picoral Filho, 2021).

Parâmetros elásticos (N/m)		Parâmetros de amortecimento (Ns/m)	
k_s	20×10^3	c_s	$1,2 \times 10^3$
$k_{c1}, k_{c2}, k_{c3}, k_{c4}$	100×10^3	$c_{c1}, c_{c2}, c_{c3}, c_{c4}$	$0,75 \times 10^4$
$k_{1'}, k_{2'}$	4×10^4	$c_{1'}, c_{2'}$	2×10^4
$k_3, k_{4'}, k_{5'}, k_{6'}$	8×10^4	$c_{3'}, c_{4'}, c_{5'}, c_{6'}$	4×10^4
k_{w1}, k_{w2}	$0,5 \times 10^5$	c_{w1}, c_{w2}	$1,5 \times 10^2$
$k_{w3}, k_{w4}, k_{w5}, k_{w6}$	1×10^5	$c_{w3}, c_{w4}, c_{w5}, c_{w6}$	$3,0 \times 10^2$

Na Tabela 3 estão os parâmetros geométricos de relevância para o modelamento matemático da dinâmica do caminhão.

Tabela 3 – Parâmetros geométricos do modelo dinâmico do caminhão (Picoral Filho, 2021).

Parâmetros geométricos (m)															
a_1	a_2	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	d_1	d_2	d_3	e_1	e_2	l_1	l_2	l_3	h_0
0,40	1,15	5,18	0,62	1,97	6,78	4,78	0,20	1,10	1,00	0,60	0,38	0,65	0,85	1,05	1,25

Os parâmetros de inércia, rigidez e amortecimento referentes ao modelo biodinâmico estão apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros do modelo biodinâmico do motorista (Picoral Filho, 2021).

Massa (kg)		Amortecimento (Ns/m)		Rigidez (N/m)	
$m_1 = 27.230$	$m_2 = 5.906$	$C_1 = 370.8$	$C_2 = 292.3$	$k_1 = 25\ 016.0$	$k_2 = 877.0$
$m_3 = 0.454$	$m_4 = 1.362$	$C_3 = 292.3$	$C_4 = 292.3$	$k_3 = 877.0$	$k_4 = 877.0$
$m_5 = 32.697$	$m_6 = 5.470$	$C_{54} = 292.3$	$C_{59} = 3\ 581.6$	$k_5 = 877.0$	$k_{59} = 52\ 621.0$
$m_7 = 5.297$	$m_8 = 2.002$	$C_6 = 3\ 581.6$	$C_7 = 3\ 581.6$	$k_6 = 67\ 542.0$	$k_7 = 67\ 542.0$
$m_9 = 4.806$	$m_{10} = 1.084$	$C_8 = 3\ 581.6$	$C_9 = 3\ 581.6$	$k_8 = 52\ 621.0$	$k_9 = 52\ 621.0$
$m_{11} = 3.500$	$m_{12} = 1.500$	$C_{10} = 3\ 581.6$	$C_{11} = 450.0$	$k_{10} = 52\ 621.0$	$k_{11} = 1\ 800\ 000.0$
		$C_{12} = 340.0$		$k_{12} = 156\ 000.0$	

Conforme mencionado, as matrizes que caracterizam os parâmetros de inércia \mathbf{M} , de rigidez \mathbf{K} e amortecimento \mathbf{C} , que são essenciais na formulação da Equação (4), abrangem os graus de liberdade dos modelos dinâmicos tanto do veículo quanto do ocupante. A integração desses dois modelos em um sistema unificado foi realizada pela concatenação das respectivas matrizes, que foram derivadas aplicando as equações de movimento - equações (1) e (2) - para cada grau de liberdade.

3.2 Geração da Irregularidade de Pista segundo Norma ISO 8608 (2016)

Para investigar o comportamento vibracional do caminhão, é crucial estabelecer as condições da pista por onde ele transitará, dado que as irregularidades da superfície são uma fonte significativa de vibração. Nesse âmbito, a norma ISO 8608 (2016) fornece uma referência essencial para a obtenção de perfis de pista, os quais são utilizados para simulações e análises dinâmicas.

O perfil longitudinal de uma estrada é caracterizado pela sua densidade espectral de potência. A Equação (6) e a Tabela 5 caracterizam a PSD (*Power Spectral Density*) da irregularidade a partir do parâmetro $G_d(n)$ (rad/m³) com relação a frequência espacial n (ciclos/m) (ISO 8608, 2016):

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \quad (6)$$

Os critérios adotados para simular a irregularidade da pista serão baseados em perfis que poderão variar de acordo com o estudo pretendido. Pela referida norma estes perfis podem variar da classe A até a classe H, de perfis mais suaves a mais irregulares. A geração do perfil de irregularidade se baseia em um algoritmo proposto por Shinozuka e Jan (1972). A Tabela 5 detalha os parâmetros selecionados para as pistas A e C.

Tabela 5- Parâmetros para geração de irregularidade de pista.

Parâmetro da pista/veículo para geração de irregularidade de pista (ISO 8608 (2016))		
	Pista Classe A	Pista Classe C
Velocidade 1, \vec{v}_1	22,22 m/s (80 km/h)	22,22 m/s (80 km/h)
Velocidade 2, \vec{v}_2	11,11 m/s (40 km/h)	11,11 m/s (40 km/h)
Expoente de ondulação (ISO 8608), w	2	2
Frequência espacial, n_0	0,100 ciclos/m	0,100 ciclos/m
Número de onda (ISO 8608), $G_d(n_0)$	0,000016 rad/m ³	0,000256 rad/m ³
Freq. angular mínima ω_{min}	1,152 rad/s	1,152 rad/s
Freq. angular máxima ω_{max}	296,363 rad/s	296,363 rad/s

Nos gráficos da Figura A.1 e A.2 pode-se observar seis perfis de pistas gerados para os casos de pista A e C, descritos como $u_{b1}, u_{b2}, u_{b3}, u_{b4}, u_{b5}$ e u_{b6} . Cada um reflete os perfis da estrada atribuído a cada pneu considerando a defasagem temporal existente devido à distância entre os eixos e a velocidade do veículo além de uma correlação entre pneus (esquerdo e direito) do mesmo eixo.

3.3 Algoritmo de Integração Numérica ODE45

Para a solução da equação diferencial que rege o modelo dinâmico analisado, utilizou-se o algoritmo de integração numérica ODE45 que é uma função padrão do Matlab (2012) para a solução de equações diferenciais. A função implementa o método de Runge-Kutta que está entre os mais populares métodos de integração numérica para problema de valor inicial (Cash & Karp, 1990). A equação genérica a ser solucionada é de 1ª. ordem como indicado na Equação (7):

$$\frac{dy}{dt} = f(x, y), \quad y(x_0) = y_0 \quad (7)$$

Na implementação do algoritmo ODE45 para a solução da equação diferencial Equação (4) é necessário reduzir a equação diferencial de segunda ordem para um sistema de primeira ordem, para isso se utiliza a seguinte transformação em uma forma de espaço de estados (Kwon et al., 1997):

$$\begin{aligned} \dot{\vec{x}} &= \mathbf{A}\vec{x} + \mathbf{B}\vec{u} \\ \vec{y} &= \mathbf{C}'\vec{x} + \mathbf{D}\vec{u} \end{aligned} \quad (8)$$

O vetor \vec{x} e as matrizes \mathbf{A} e \mathbf{B} são definidas como segue:

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} \vec{z} \\ \dot{\vec{z}} \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{bmatrix} \quad (9)$$

Após transpor a equação diferencial de segunda ordem para a forma de espaço de estados de primeira ordem, emprega-se a função ODE45 do Matlab (2012) para processar a condição de entrada, que, neste modelo, origina-se das irregularidades da pista. Esta abordagem permite monitorar os parâmetros de interesse e realizar comparações diretas entre o comportamento do sistema passivo e do sistema ativo, que incorpora o controlador LQR.

4 METODOLOGIA

4.1 Controlador Regulador Quadrático Linear

Para atenuar as vibrações no assento do condutor do caminhão e, conseqüentemente, as vibrações no condutor, o controlador LQR é a alternativa escolhida para esta finalidade. Para avaliar o sistema de controle, primeiro formula-se analiticamente o modelo superposto sem o atuador, regido pela Equação (10).

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{z}}(t) + \mathbf{C}\dot{\vec{z}}(t) + \mathbf{K}\vec{z}(t) = \mathbf{K}_e\mathbf{u}_b + \mathbf{C}_e\mathbf{u}_{bp}, \quad (10)$$

sendo \mathbf{K}_e e \mathbf{C}_e as matrizes de rigidez e amortecimento dos contatos pneu-pista (Apêndice B), respectivamente. \mathbf{u}_b é uma matriz que representa o deslocamento dos pneus sob o perfil de pista e \mathbf{u}_{bp} é a derivada temporal de \mathbf{u}_b . Para o caso da formulação analítica com a inserção do atuador com controle ativo, a seguinte equação matricial representa o sistema (Equação (11)):

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{z}}(t) + \mathbf{C}\dot{\vec{z}}(t) + \mathbf{K}\vec{z}(t) = \mathbf{K}_e\mathbf{u}_b + \mathbf{C}_e\mathbf{u}_{bp} + \mathbf{F}\vec{u} \quad (11)$$

Os termos acrescentados são a matriz de incidência \mathbf{F} e o vetor de forças de controle \vec{u} , ambos mencionados na subseção 3.1. Apresentando esta equação matricial diferencial em um sistema de espaço de estados, tem-se (Equação (12)):

$$\begin{aligned} \dot{\vec{x}} &= \mathbf{A}\vec{x} + \mathbf{B}\vec{u} + \mathbf{B}_{ke}\mathbf{u}_b + \mathbf{B}_{ce}\mathbf{u}_{bp}, \\ \vec{y} &= \mathbf{C}'\vec{x} + \mathbf{D}\vec{u} \end{aligned} \quad (12)$$

sendo \mathbf{B}_{ke} e \mathbf{B}_{ce} as seguintes matrizes:

$$\mathbf{B}_{ke} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_e \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{ce} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_e \end{bmatrix} \quad (13)$$

O controlador LQR é um tipo de controlador ótimo que procura minimizar uma função de custo quadrática \mathbf{J} (Equação (14)).

$$\mathbf{J} = \int_0^{\infty} (\vec{x}^T \mathbf{Q} \vec{x} + \vec{u}^T \mathbf{R} \vec{u}) dt, \quad (14)$$

sendo \mathbf{Q} a matriz de ponderação dos estados e \mathbf{R} a matriz de ponderação de controle. Estas matrizes são os parâmetros que definem como será o ganho obtido através do controlador, diretamente ligado ao vetor \vec{u} , representado pela seguinte Equação (15):

$$\vec{u} = -\mathbf{K}_c \vec{x}, \quad \mathbf{K}_c = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{Q}^T \mathbf{P} \quad (15)$$

A matriz \mathbf{P} deve atender a Equação de Riccati:

$$\mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T\mathbf{P} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (16)$$

As matrizes \mathbf{Q} e \mathbf{R} são definidas de maneira iterativa, procurando valores ótimos para realizar a atenuação das vibrações e mantendo-se o limite das forças dentro de valores usuais para atuadores elétricos. Estes valores foram tomados como os descritos no trabalho de Ning et al

(2016) que também usou atuador comercial (*Motor DC- Panasonic servo motor (MSMJ042GIU) -400 W*) em um assento de veículo e reportou um valor não superior a 360 N.

Dessa forma, para o caso do veículo a 80 km/h, sem carga no baú, com biodinâmico ativo e pista C, chegou-se à matriz \mathbf{Q} , de tamanho 50×50 , como sendo preenchida por zeros, exceto em $\mathbf{Q}(13,13) = 1.3 \times 10^5$ e $\mathbf{Q}(38,38) = 1.3 \times 10^5$ que são posições correspondentes ao assento do caminhão (onde está o atuador). A matriz \mathbf{R} , de tamanho 1×1 , foi encontrado o valor de $\mathbf{R} = 2 \cdot 10^{-2}$ para atender ao critério da força máxima do atuador. O comportamento do sinal de controle para estes parâmetros está apresentado na Figura 4, onde o limite de força foi atendido.

Em cada simulação conduzida, este procedimento será aplicado, com ajustes nas matrizes \mathbf{Q} e \mathbf{R} para cada cenário específico. Esse ajuste visa identificar os valores ótimos que estejam alinhados com as capacidades do atuador selecionado, garantindo assim a relevância e a precisão dos resultados obtidos.

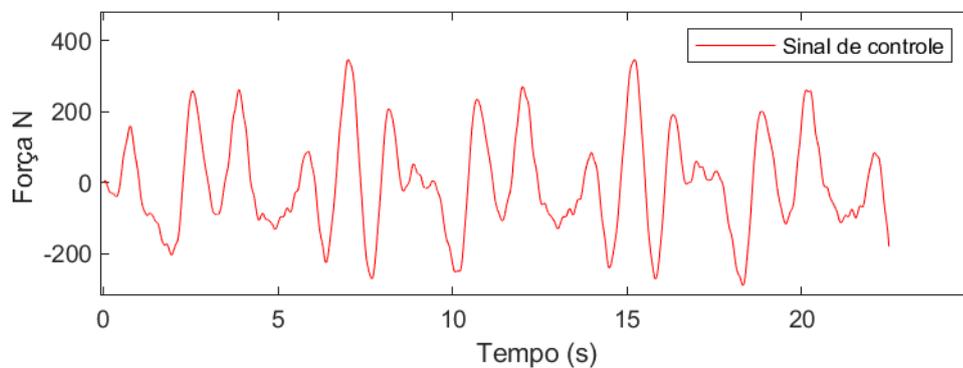


Figura 4 – Comportamento do sinal de controle para atenuar as vibrações no assento na situação de Teste 4 (Tabela A.1).

Após a conclusão do desenvolvimento do controlador LQR e a modelagem dinâmica do sistema motorista-caminhão, pode-se iniciar a seleção de análises destinadas a avaliar o desempenho e a eficácia do controlador na redução das vibrações.

4.2 Planejamento das Simulações para Avaliação do Controlador

4.2.1 Análise Comparativa em Diferentes Velocidades

O primeiro conjunto de simulações foca na comparação do desempenho do controlador em duas velocidades específicas: 40 km/h (11,11 m/s) e 80 km/h (22,22 m/s). O objetivo é investigar a capacidade do sistema de atenuação de vibração em funcionar eficazmente em diferentes velocidades e identificar se existe uma redução significativa de performance em velocidades mais elevadas.

4.2.2 Avaliação em Diversas Condições de Pista

O segundo conjunto de simulações será realizado em pistas de diferentes classes, conforme a norma ISO 8608 (2016), especificamente nas pistas classe A (menor irregularidade média) e classe C (irregularidade média). Esse teste visa examinar o comportamento do sistema de atenuação de vibrações em condições comuns de estrada, razão pela qual as pistas classe A e C foram escolhidas.

4.2.3 Impacto do estado de Carregamento do Caminhão

O terceiro teste avaliará o efeito de uma carga pesada no baú do caminhão, com um acréscimo de 4 toneladas. A simulação comparará a eficácia na atenuação das vibrações com e sem

a carga no baú, para entender como uma carga significativa pode influenciar a performance do sistema.

4.2.4 Comparação do Modelo Biodinâmico Ativo e Não-Ativo

Este teste envolve a comparação do sistema utilizando o modelo biodinâmico tanto em seu estado ativo quanto não-ativo. Para isso, serão alteradas as rigidezes do modelo biodinâmico, aumentando-as a ponto de transformar o modelo biodinâmico em um modelo rígido equivalente a uma massa única. Em seguida, se fará uma comparação com o estado biodinâmico ativo, mantendo suas rigidezes originais.

Todas estas simulações serão combinadas e realizadas sob diferentes parâmetros através de uma amostragem fatorial completa, como mostrado na Tabela A.1. Assim, variando a velocidade, massa do baú, estratégia de controle, tipo de pista e comportamento do biodinâmico, serão um total de $2^5 = 32$ testes. Um aspecto crucial em todos os contextos será a comparação entre os sistemas passivo e ativo. Assim, pode-se avaliar a eficácia do sistema ativo em relação ao passivo sob variadas condições e determinar os limites do controle ativo para um desempenho notavelmente eficiente em comparação ao passivo.

Além dessas simulações e testes, outro fator vital na avaliação do conforto e saúde do motorista é o cálculo da aceleração no assento do veículo. Este dado será comparado com os padrões estabelecidos na norma NR-15 (2014) para determinar se existem condições de insalubridade sob certos parâmetros numa condição de exposição do motorista a 8h de trabalho.

5 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nas simulações numéricas do modelo caminhão-biodinâmico e serão discutidos a influência do sistema de controle ativo comparado com o passivo em diferentes configurações do modelo caminhão-biodinâmico.

5.1 Conjunto de simulações realizadas para o modelo motorista-caminhão sob pista classe A

Em relação à pista classe A foi evidenciado que o mecanismo de controle ativo demonstrou ser extremamente eficiente. Em cada um dos contextos testados, o sistema foi capaz de atenuar as vibrações, resultando em uma redução quase completa das mesmas no assento. Para ilustrar esses resultados, as respostas de deslocamento vertical do assento sob várias condições de teste na pista classe A foram detalhadamente registradas e podem ser visualizadas nas Figuras 5, 6, 7 e 8. Os dados obtidos em um pequeno intervalo de tempo foram extrapolados para simular uma exposição de 8 horas à vibração (assumi-se que a vibração no tempo simulado é a mesma para um período de 8 horas), permitindo assim uma comparação direta com os limites definidos nas normas relevantes.

Nos exemplos discutidos, o atuador conseguiu reduzir quase completamente as vibrações no assento do sistema caminhão-biodinâmico sem precisar alcançar sua capacidade máxima de força. Isso ocorre principalmente devido ao baixo nível de vibração originado pela superfície com baixa irregularidade média da pista classe A, tornando esses casos os menos severos conforme categorizados pela norma ISO 8608 (2016). Esses testes são representativos pois demonstram a eficácia do sistema de controle ativo em condições ideais, estabelecendo uma referência para comparação com cenários mais desafiadores.

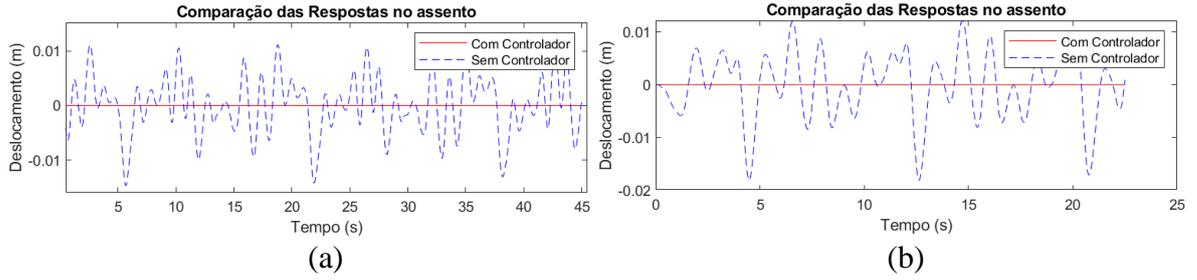


Figura 5 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do bio-dinâmico ativo, sem carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

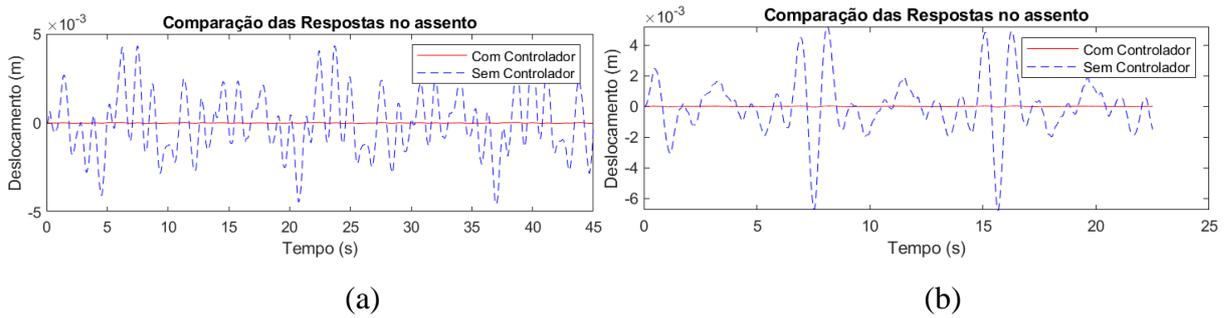


Figura 6 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do bio-dinâmico não-ativo, sem carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

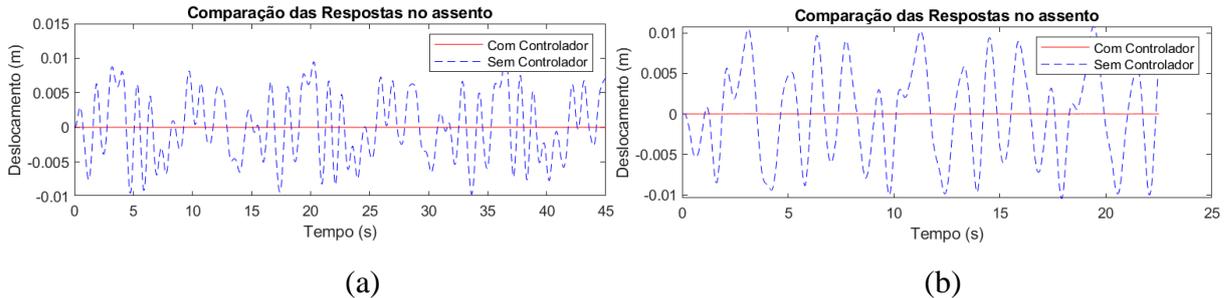


Figura 7 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do bio-dinâmico ativo, com carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

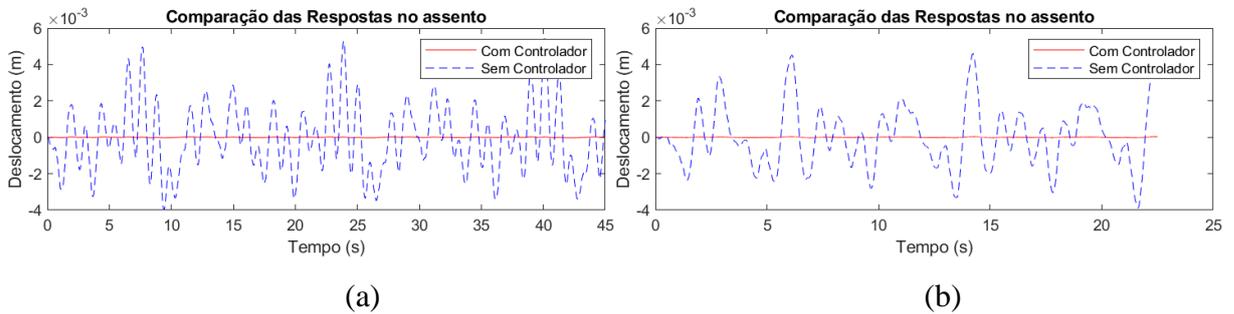


Figura 8 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do bio-dinâmico não-ativo, com carga extra, pista classe A, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

Como forma de estabelecer comparações sobre condições insalubres para os testes realizados sob diferentes circunstâncias, utiliza-se os resultados de aceleração RMS (*root mean square*), a_{rms} , calculada da seguinte forma:

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \vec{z}(t)^2 dt} \quad (17)$$

A Tabela 6 apresenta os valores calculados de a_{rms} e os confronta com os limites estabelecidos pela norma ISO 2631-1(1997), que define as acelerações admissíveis para vibrações contínuas no assento de um veículo. A classificação de adequação é feita de acordo com a norma ISO 2631-1: não desconfortável (ND) para valores menores que 0,315 m/s², pouco desconfortável (PD) entre 0,315 e 0,63 m/s², levemente desconfortável (LD) 0,5 a 1 m/s², desconfortável (D) 0,8 a 1,6 m/s², muito desconfortável (MD) 1,25 a 2 m/s² e extremamente desconfortável (ED) para valores maiores que 2 m/s². Esses dados são referentes aos testes executados utilizando a pista classe A (especificada na norma ISO 8608 (2016)) e são detalhados na Tabela A.1 para consulta das condições utilizadas em cada teste.

Tabela 6 – Aceleração RMS para os testes realizados com a pista classe A (com controle ativo e sem controle ativo) e comparação com os valores aceitáveis da norma ISO 2631-1(1997).

Teste realizado	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Teste 6	Teste 7	Teste 8
Aceleração RMS (m/s ²)	0,0877	2,97×10 ⁻⁴	0,1304	1,01×10 ⁻⁴	0,0422	1,96×10 ⁻⁴	0,0644	2,51×10 ⁻⁴
Adequação à ISO 2631	ND	ND	ND	ND	ND	ND	ND	ND
Teste realizado	Teste 9	Teste 10	Teste 11	Teste 12	Teste 13	Teste 14	Teste 15	Teste 16
Aceleração RMS (m/s ²)	0,0975	7,18×10 ⁻⁵	0,1226	9,39×10 ⁻⁵	0,0466	1,69×10 ⁻⁴	0,056	2,12×10 ⁻⁴
Adequação à ISO 2631	ND	ND	ND	ND	ND	ND	ND	ND

5.2 Conjunto de simulações realizadas para o modelo motorista-caminhão sob pista classe C

No que se refere à pista C, as vibrações percebidas são consideravelmente mais intensas em comparação com a pista A, evidenciando um efeito substancialmente mais importante do sistema de controle ativo. Nessas condições, torna-se viável investigar como diversos parâmetros influenciam a vibração no assento, permitindo uma análise mais aprofundada sobre os fatores que contribuem para o aumento da vibração no modelo do assento.

Conforme ilustrado pelos gráficos de deslocamento vertical nos testes 17 a 20, visualizados na Figura 9, a intensidade da vibração no assento do caminhão é notavelmente superior em comparação com os testes 1 a 4. Ambos os conjuntos de testes foram conduzidos sob parâmetros idênticos, mas em pistas diferentes, sendo a primeira a classe A. Esse aumento de vibração é uma constante nos testes realizados na pista classe C, o que é esperado devido à sua maior irregularidade média em comparação com a pista classe A.

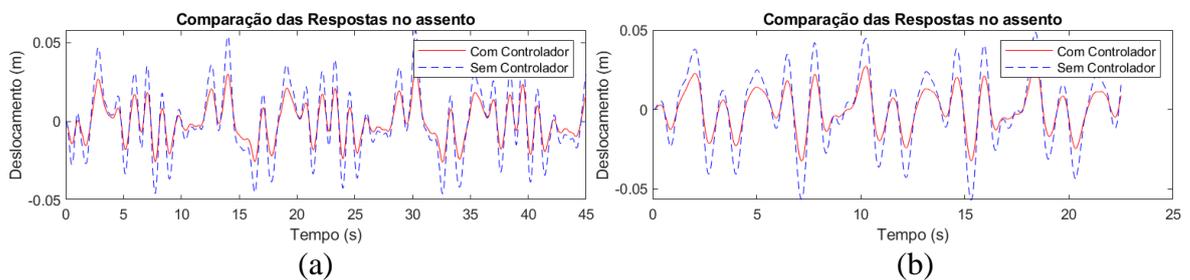


Figura 9 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do bio-dinâmico ativo, sem carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

Além disso, os efeitos da velocidade se destacaram nos testes realizados com a pista de classe C, onde se notou que um aumento na velocidade do veículo corresponde a um aumento nas vibrações observadas. Essa tendência é claramente refletida nos valores de aceleração RMS apresentados na Tabela 7, com as vibrações sendo mais intensas a 80 km/h. Essa relação entre

velocidade e vibração se mantém constante em todos os testes, demonstrando que, nos contextos aplicados, quanto maior a velocidade, maior a vibração experimentada. No entanto, espera-se que esses efeitos sejam ainda mais pronunciados devido à maior irregularidade média encontrada na pista.

Ao examinar os impactos do sistema de controle ativo, é evidente a diminuição nas amplitudes de deslocamento vertical, particularmente nas maiores amplitudes, conforme demonstrado nos gráficos. Uma revisão dos dados na Tabela 7 revela uma diminuição notável nas acelerações RMS quando se utiliza o controle ativo em comparação ao passivo. Isso é observado nos testes que empregam o modelo biodinâmico ativo e sem carga adicional, registrando uma redução de $0,38 \text{ m/s}^2$ (controle passivo) para $0,20 \text{ m/s}^2$ (controle ativo) à velocidade de 40 km/h , e de $0,52 \text{ m/s}^2$ (controle passivo) para $0,27 \text{ m/s}^2$ (controle ativo) à velocidade de 80 km/h .

A Figura 10 exhibe os resultados das simulações para os testes 21 a 24, abrangendo cenários sem carga extra e com o biodinâmico desativado. Estes resultados são cruciais para avaliar a importância de incorporar rigidezes realistas do corpo humano no modelo biodinâmico. É notável que, em comparação com os casos de biodinâmico ativo (mostrados na Figura 8), as oscilações vibratórias aqui apresentam amplitudes reduzidas. A importância de empregar-se um modelo biodinâmico, ao invés de um simplificado, é evidenciada ao se observar as acelerações RMS: para o veículo a 40 km/h , registrou-se $0,17 \text{ m/s}^2$ (controle passivo) e $0,07 \text{ m/s}^2$ (controle ativo); e para 80 km/h , os valores foram de $0,26 \text{ m/s}^2$ (controle passivo) e $0,10 \text{ m/s}^2$ (controle ativo). Estes números são significativamente menores do que aqueles obtidos nos casos com o biodinâmico ativo, reforçando a relevância do uso de um modelo biodinâmico mais detalhado.

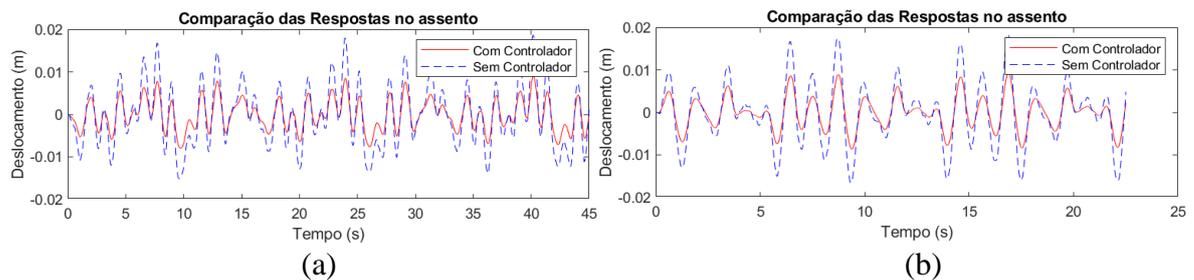


Figura 10 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico não-ativo, sem carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

Utilizar uma modelagem rígida para representar o corpo humano não reflete adequadamente as respostas dinâmicas a vibrações a que ele está sujeito, comprometendo a fidelidade do modelo do conjunto assento-biodinâmico. Por outro lado, o modelo biodinâmico, ajustado para simular as rigidezes naturais do corpo humano, apresenta uma resposta mais realista. As rigidezes menores neste modelo permitem um grau maior de deformação e movimento, o que é fundamental para reproduzir de forma precisa a interação entre o corpo humano e o assento sob vibração.

Nos testes com o biodinâmico desativado, observou-se novamente a alta eficiência do sistema de controle ativo na redução das vibrações no veículo. Conforme ilustrado na Figura 10, a amplitude máxima de deslocamento vertical do assento diminuiu significativamente, passando de cerca de $0,02 \text{ m}$ para aproximadamente $0,01 \text{ m}$, em ambas as velocidades testadas. Além disso, as acelerações RMS mencionadas anteriormente reforçam a capacidade deste sistema em atenuar as vibrações de forma eficaz.

Nos testes de 25 a 32, que são apresentados nas Figuras 11 e 12, replicou-se as mesmas condições dos testes anteriores, mas com uma diferença: adiciona-se uma carga extra de 4 toneladas no baú do caminhão. Essa carga adicional não resultou em alterações significativas nas

vibrações. Essa observação é evidenciada tanto pelas amplitudes de deslocamento vertical do assento quanto pelas acelerações RMS registradas em cada um desses testes.

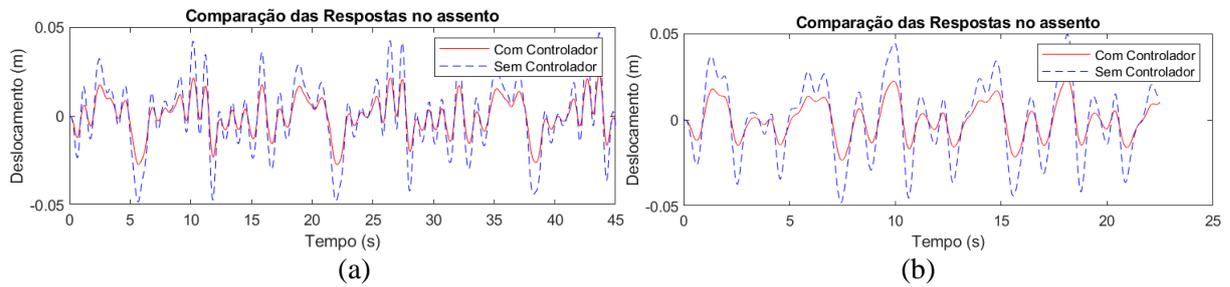


Figura 11 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico ativo, com carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

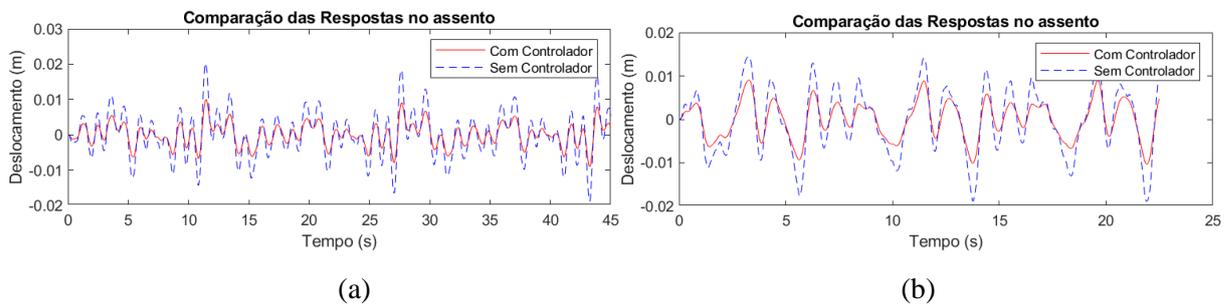


Figura 12 – Comparação de deslocamento no assento entre o sistema ativo e passivo para o caso do biodinâmico não-ativo, com carga extra, pista classe C, velocidades 40 km/h (a) e 80 km/h (b).

Tabela 7 – Aceleração RMS para os testes realizados com a pista classe C (com controle ativo e sem controle ativo) e comparação com os valores aceitáveis da norma ISO 2631-1(1997).

Teste realizado	Teste 17	Teste 18	Teste 19	Teste 20	Teste 21	Teste 22	Teste 23	Teste 24
Aceleração RMS (m/s²)	0,384	0,197	0,522	0,268	0,170	0,068	0,263	0,102
Adequação à ISO 2631	PD	ND	LD	ND	ND	ND	ND	ND
Teste realizado	Teste 25	Teste 26	Teste 27	Teste 28	Teste 29	Teste 30	Teste 31	Teste 32
Aceleração RMS (m/s²)	0,382	0,167	0,449	0,169	0,195	0,076	0,240	0,091
Adequação à ISO 2631	PD	ND	PD	ND	ND	ND	ND	ND

Os dados de aceleração RMS na Tabela 7 são cruciais para análise das vibrações no veículo. Obviamente, as irregularidades da pista na qual o veículo se desloca é o fator mais impactante, sendo o responsável pela entrada de vibração na locomoção do veículo. Além disso, o aumento de velocidade de 40 km/h para 80 km/h resultou consistentemente em aumento de vibração na maioria dos cenários testados, com exceção do teste 2 para o teste 4. Os efeitos de carga extra não foram perceptíveis. O modelamento do biodinâmico mostrou-se muito impactante nas simulações, apresentando de forma clara os efeitos das rigidezes do corpo humano nas vibrações do assento.

6 CONCLUSÃO

O presente estudo mostrou-se muito efetivo em atingir seus objetivos, em desenvolver um controlador LQR capaz de atenuar as vibrações no assento de um veículo do tipo caminhão. O modelo caminhão-biodinâmico englobou os aspectos dinâmicos do veículo e do motorista, permitindo simular com precisão o comportamento deste conjunto em diferentes pistas seguindo a norma ISO 8608 (2016). A inserção estratégica do atuador sob o assento do veículo justamente para atenuar as vibrações neste local destaca-se como uma escolha eficiente, permitindo otimizar o sistema do ponto de vista energético para o objetivo proposto. O controle ativo desenvolvido atenuou as vibrações nos piores contextos inseridos de forma efetiva e reduzindo as vibrações para valores ideais para conforto propostos pela norma ISO 2631-1(1997). Dessa forma, os testes realizados foram pertinentes para comprovar a efetividade da inserção do atuador controlado e também permitiu a avaliação dos aspectos mais impactantes para aumento de vibração no assento do caminhão, formalizando dessa maneira, não apenas um sistema de controle para atenuação de vibração, mas também um levantamento de como cada cenário afeta a dinâmica de vibração do modelo caminhão-biodinâmico.

Utilizou-se do cálculo das acelerações RMS do assento do modelo em cada teste realizado para fins de comparação com a norma vigente e utilizada para avaliar conforto, porém calculou-se também as oscilações de deslocamento vertical do assento em diferentes cenários, mostrando as amplitudes máximas e como o sistema de controle ativo conseguiu reduzi-las para valores mínimos, utilizando o máximo de força disponível no atuador. Por fim, este estudo mostra uma capacidade de contribuição significativa no desenvolvimento de novos modelos de controle ativo para caminhões, principalmente no caso dos assentos, evidenciando como cada aspecto influencia na dinâmica, considerando principalmente, um modelo biodinâmico com rigidezes aproximadas às reais do corpo humano, além de apresentar um exemplo de modelamento para sistemas desse tipo, em que seja possível aplicar a mesma metodologia de análise para outros veículos pesados.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Como trabalhos futuros sugere-se a implementação de outros tipos de controle ativo como LQG, Fuzzy, PID, Ground-hook, Sky-hook, VFC, etc. e sua comparação com o controle LQR aqui apresentado. Também se sugere comparativos com pistas mais irregulares, bem como outros valores de velocidade do veículo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cash, J. R., & Karp, A. H. (1990). **A Variable Order Runge-Kutta Method for Initial Value Problems with Rapidly Varying Right-Hand Sides**. *ACM Transactions on Mathematical Software (TOMS)*, 16(3), 201–222.
- Desai, R., Guha, A., & Seshu, P. (2021). **Modelling and simulation of active and passive seat suspensions for vibration attenuation of vehicle occupants**. *International Journal of Dynamics and Control*, 9(4), 1423–1443.
- Dridi, A., Boubaker, O., & Haddar, M. (2023). **A New Approach to Control Active Suspension System Based on Reinforcement Learning**. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 21(1), 123-134.
- Han, Y., Zhang, W., & Sun, W. (2022). **Reinforcement-Learning-Based Vibration Control for a Vehicle**. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 69(3), 3120-3129.
- ISO 2631-1:1997. **Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole body vibration - Part 1: General requirements**. International Organization for standardization.
- ISO 8608:2016. **Road surface profiles. International Organization for Standardization: Reporting of measured data**.
- Ji, X., Luo, Z., & Zhou, Q. (2015). **Evaluation of Suspension Seats Under Multi-Axis Vibration Excitations**. *Journal of Sound and Vibration*, 123(4), 567-580.
- Kalaivani, R., Sivakumaran, N., & Narayanan, S. (2016). **Neural Network Based Vibration Control for Vehicle Active Suspension System**. *Journal of Vibration and Control*, 22(7), 1758-1770.
- Kwon, W. Y. & Hyochoong, B. **The Finite Element Method using MATLAB**. CRC Press LLC. 527 p. 1997.
- NING, D. et al. **An active seat suspension design for vibration control of heavy-duty vehicles**. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, [S.l.], 2016.
- NR-15. **Norma Regulamentadora N° 15. Atividades e operações insalubres - Anexo N°8 Vibrações**, 2014.
- Phu, D. X., & Choi, S.-B. (2019). **A New Adaptive Fuzzy PID Controller Based on Riccati-Like Equation with Application to Vibration Control of Vehicle Seat Suspension**. *MDPI Journal*.
- Picoral Filho, José Gilberto. **“Estudo Numérico Experimental da Dinâmica de Caminhões e Avaliação Relativa à Vibração de Corpo Inteiro para Proposição de Otimização.”** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2021.
- Rao, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4^a Edição, Prentice Hall. 388 p. 2009.
- Sam, Y. M., Ab.Ghani, M. R. H., & Ahmad, N. (2000). **LQR Controller for Active Car Suspension. Department of Control and Instrumentation Engineering**, Faculty of Electrical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia.
- The Mathworks Inc. **MATLAB version: 8.0 (R2012b)**, Natick, Massachusetts: The Math-Works Inc. <https://www.mathworks.com>.
- Shinozuka, M. and Jan, C.M. (1972) **Digital Simulation of Random Processes and Its Application**. *Journal of Sound and Vibration*, 25, 111-128.

Zainal. N. A., Zakaria. M. A., Baarath. K. **“A study on the exposure of vertical vibration towards the brain on seated human driver model”**. Intelligent Manufacturing & Mechatronics. 2018.

APÊNDICE A

Tabela A.1- Matriz de testes realizados.

	40 km/h	80 km/h	Pista A	Pista C	Com Bio- dinâmico	Sem Bio- dinâmico	Com Carga Extra	Sem Carga extra	Com Controle	Sem Controle
Teste 1	1	0	1	0	1	0	0	1	0	1
Teste 2	1	0	1	0	1	0	0	1	1	0
Teste 3	0	1	1	0	1	0	0	1	0	1
Teste 4	0	1	1	0	1	0	0	1	1	0
Teste 5	1	0	1	0	0	1	0	1	0	1
Teste 6	1	0	1	0	0	1	0	1	1	0
Teste 7	0	1	1	0	0	1	0	1	0	1
Teste 8	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0
Teste 9	1	0	1	0	1	0	1	0	0	1
Teste 10	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0
Teste 11	0	1	1	0	1	0	1	0	0	1
Teste 12	0	1	1	0	1	0	1	0	1	0
Teste 13	1	0	1	0	0	1	1	0	0	1
Teste 14	1	0	1	0	0	1	1	0	1	0
Teste 15	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1
Teste 16	0	1	1	0	0	1	1	0	1	0
Teste 17	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1
Teste 18	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0
Teste 19	0	1	0	1	1	0	0	1	0	1
Teste 20	0	1	0	1	1	0	0	1	1	0
Teste 21	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1
Teste 22	1	0	0	1	0	1	0	1	1	0
Teste 23	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1
Teste 24	0	1	0	1	0	1	0	1	1	0
Teste 25	1	0	0	1	1	0	1	0	0	1
Teste 26	1	0	0	1	1	0	1	0	1	0
Teste 27	0	1	0	1	1	0	1	0	0	1
Teste 28	0	1	0	1	1	0	1	0	1	0
Teste 29	1	0	0	1	0	1	1	0	0	1
Teste 30	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0
Teste 31	0	1	0	1	0	1	1	0	0	1
Teste 32	0	1	0	1	0	1	1	0	1	0

1-ativado, 0-desativado

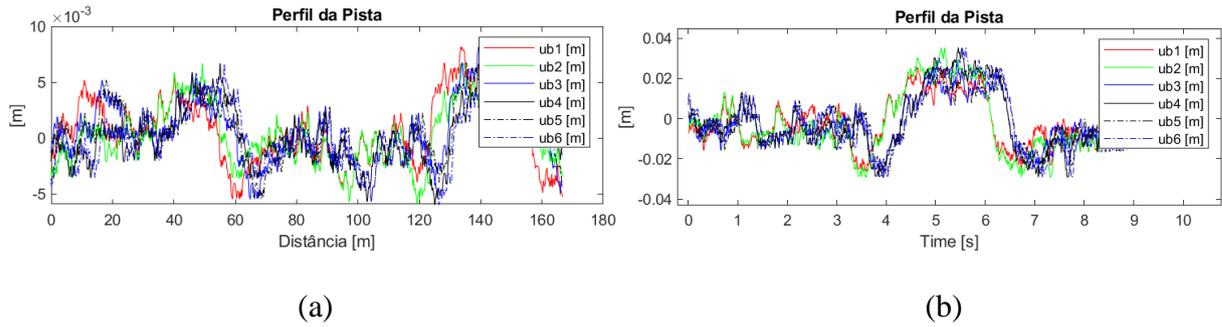


Figura A.1 - Perfis de irregularidades de pista gerados de acordo com a norma ISO 8606 (2016) para (a) Pista A e (b) Pista C.

APÊNDICE B

$$\mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & \vdots & & & \\ & k_{w1} & k_{w2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{w1}a_2 & -k_{w2}a_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{w3} & k_{w4} & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & k_{w3}a_2 & -k_{w4}a_2 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{w5} & k_{w6} & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{w5}a_2 & k_{w6}a_2 & \end{bmatrix} \quad (\text{B.1})$$

$$\mathbf{C}_e = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & \vdots & & & \\ & c_{w1} & c_{w2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{w1}a_2 & -c_{w2}a_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{w3} & c_{w4} & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & c_{w3}a_2 & -c_{w4}a_2 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{w5} & c_{w6} & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{w5}a_2 & c_{w6}a_2 & \end{bmatrix} \quad (\text{B.2})$$