

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

MARCOS GONÇALVES

**CONTROLE DA VIBRAÇÃO DE TRANSPORTE VERTICAL
CONSIDERANDO A APLICAÇÃO DE CONTROLE PASSIVO E
ATIVO**

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2022

MARCOS GONÇALVES

**CONTROLE DA VIBRAÇÃO DE TRANSPORTE VERTICAL
CONSIDERANDO A APLICAÇÃO DE CONTROLE PASSIVO E ATIVO**

**VERTICAL TRANSPORT VIBRATION CONTROL CONSIDERING THE
APPLICATION OF PASSIVE AND ACTIVE CONTROL**

Dissertação apresentada como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Dr. Ângelo Marcelo Tusset

PONTA GROSSA

2022



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/)

Esta licença permite que outros remixem, adaptem e criem a partir do trabalho para fins não comerciais, desde que atribuam o devido crédito e que licenciem as novas criações sob termos idênticos.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



MARCOS GONCALVES

**CONTROLE DA VIBRAÇÃO DE TRANSPORTE VERTICAL CONSIDERANDO A
APLICAÇÃO DE CONTROLE PASSIVO E ATIVO**

Trabalho de pesquisa de mestrado apresentado como requisito para obtenção do título de Mestre Em Engenharia Elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Área de concentração: Controle E Processamento De Energia.

Data de aprovação: 28 de Abril de 2022

Dr. Angelo Marcelo Tusset, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Dr. Clivaldo De Oliveira, Doutorado - Universidade Federal da Grande Dourados (UFGD)

Dr. Jose Manoel Balthazar, Doutorado - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho (Unesp)

Documento gerado pelo Sistema Acadêmico da UTFPR a partir dos dados da Ata de Defesa em 28/04/2022.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) por meio de bolsa DS, código de financiamento 001.

RESUMO

Considerando o conforto dos passageiros em elevadores de alta velocidades, este trabalho tem como objetivo apresentar o estudo da eficiência de controle passivo e controle ativo na redução dos níveis de vibração em um sistema de transporte vertical de alto desempenho. Para analisar o desempenho dos controles propostos é considerada a resposta horizontal de um modelo matemático de transporte vertical com 4 graus de liberdade, sujeito a excitações provenientes das deformações de guia de trilho. Sendo considerado um controle passivo composto por um absorvedor de vibração dinâmico não linear e um controle ativo projetado por um controle Proporcional Integral Derivativo (PID). Os níveis de vibração e conforto na cabine, e a eficiência dos projetos de controle propostos, são analisados numericamente considerando os níveis de acelerações laterais do elevador com os níveis de conforto sentido pelos passageiros de acordo com a ISO 2631 e BS 6841. Os resultados das simulações numéricas demonstraram que o controle PID proposto é eficiente na redução dos níveis de vibração e que a configuração adequada dos parâmetros do absorvedor de vibração dinâmico não linear é essencial para garantir um melhor nível de conforto aos passageiros, e que o aumento da velocidade associado ao uso do absorvedor de vibrações dinâmico não linear pode melhorar o nível de conforto reduzindo as acelerações na cabine.

Palavras-chave: elevadores de alto desempenho; controle ativo; controle passivo; controle PID; absorvedor de vibração dinâmico (DVA).

ABSTRACT

Considering the comfort of passengers in high-speed elevators, this work aims to present the study of the efficiency of passive control and active control in reducing vibration levels in a high-performance vertical transport system. To analyze the performance of the proposed controls, the horizontal response of a mathematical model of vertical transport with 4 degrees of freedom is considered, subject to excitations from the rail guide deformations. Being considered a passive control composed of a non-linear dynamic vibration absorber and an active control designed by a Proportional Integral Derivative (PID) control. The levels of vibration and comfort in the cabin, and the efficiency of the proposed control projects, are numerically analyzed considering the levels of lateral accelerations of the elevator with the levels of comfort felt by passengers in accordance with ISO 2631 and BS 6841. Numerical simulations demonstrated that the proposed PID control is efficient in reducing vibration levels and that the proper configuration of the non-linear dynamic vibration absorber parameters is essential to ensure a better level of comfort for passengers, and that the increase in speed associated with the use of the non-linear dynamic vibration absorber can improve the comfort level by reducing the accelerations in the elevator cabin.

Keywords: high performance elevators; active control; passive control; PID control; dynamic vibration absorber (DVA).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Elevador com casa de máquinas.	19
Figura 2 - (a) Guias no poço do elevador (b) Guias.	20
Figura 3 - Sistema de roletes	21
Figura 4 - Vista de um dos roletes de guias ativos.	22
Figura 5 - Vista do sistema completo dos roletes ativos	23
Figura 6 - Eixos cartesianos para elevadores	24
Figura 7 - (a) Modelo aerodinâmico (b) Resultados aerodinâmicos.	25
Figura 8 - Conexão das guias nas paredes do porão.	27
Figura 9 - Diagrama esquemático da estrutura da cabine.	28
Figura 10 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador.	28
Figura 11 - Frequências naturais de partes do corpo humano.	32
Figura 12 - Direção das posições para medição da vibração no corpo humano	32
Figura 13 - Diagrama esquemático da estrutura da cabine com o absorvedor de vibração dinâmico	42
Figura 14 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador.	42
Figura 15 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador com controle ativo	51
Figura 16 - Diagrama de blocos para configuração do controle PID pela aceleração	53
Figura 17 - Diagrama de blocos para configuração do controle PID pela velocidade	56
Figura 18 - Diagrama de blocos para configuração do controle PID pelo deslocamento.	59
Figura 19 - Diagrama de blocos para configuração do sistema sem controle ativo	62

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Curva de compensação.	34
Gráfico 2 - Limite de exposição, fadiga e de conforto para 1 minuto e 24 horas de exposição à WBV	36
Gráfico 3 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo Z.....	37
Gráfico 4 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo x e y.	37
Gráfico 5 - Zonas de cuidado de orientação na saúde.....	38
Gráfico 6 - Aceleração rms, correspondendo ao VDV de 1,9 a 60 para períodos de exposição à vibração de 1s a 24horas.....	41
Gráfico 7 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].....	44
Gráfico 8 - Dose de vibração estimada (eVDV) [$m/s^{1,75}$].....	45
Gráfico 9 - Aceleração (m/s^2) para $m_{DVA}=5$ [kg] e $k_{DVA} = 50$ [N/m].	45
Gráfico 10 - Aceleração (m/s^2) para $m_{DVA}=20$ [kg] e $k_{DVA} = 2000$ [N/m].	46
Gráfico 11 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].....	46
Gráfico 12 - Dose de vibração estimada (eVDV) [$m/s^{1,75}$].....	47
Gráfico 13 - Aceleração (m/s^2) para $k_{DVA}=50$ [N/m] e $\omega=30$ [rad/s].	47
Gráfico 14 - Aceleração (m/s^2) para $k_{DVA}=2000$ [N/m] e $\omega=160$ [rad/s].	48
Gráfico 15 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].....	48
Gráfico 16 - Dose de vibração estimada (eVDV) [$m/s^{1,75}$].....	49
Gráfico 17 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].....	49
Gráfico 18 - Aceleração [m/s^2].....	50
Gráfico 19 - Aceleração da cabine para controle PID pela aceleração.....	54
Gráfico 20 - Deslocamento da cabine para o controle PID pela aceleração.	54
Gráfico 21 - Sinal de controle utilizado no controle PID pela aceleração.	55
Gráfico 22 - Aceleração da cabine para controle PID pela velocidade.....	57
Gráfico 23 - Deslocamento da cabine para o controle PID pela velocidade.	57
Gráfico 24 - Sinal de controle utilizado no controle PID pela velocidade.	58
Gráfico 25 - Aceleração da cabine para controle PID pelo deslocamento.	60
Gráfico 26 - Deslocamento da cabine para o controle PID pelo deslocamento.....	60
Gráfico 27 - Sinal de controle utilizado no controle PID pela velocidade.	61

Gráfico 28 - Aceleração da cabine para sistema com controle PID e sem controle.....	62
Gráfico 29 - Deslocamento laterais da cabine para sistema com controle PID e sem controle.....	63
Gráfico 30 - Sinal de controle utilizado nos controles PID propostos.	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Frequências de influência característica sobre o ser humano.....	31
Tabela 2 - Frequências de ressonância de várias partes de corpo humano.....	33
Tabela 3 - Aceleração rms ponderada como uma indicação das reações com relação ao conforto.....	40
Tabela 4 - Valores de compensação usados em aw	41
Tabela 5 - parâmetros de simulações numéricas.....	44
Tabela 6 - Parâmetros de análise do controle PID pela aceleração.....	55
Tabela 7 - Parâmetros de análise do controle PID pela velocidade	58
Tabela 8 - Parâmetros de análise do controle PID pelo deslocamento.	61
Tabela 9 - Parâmetros de análise dos controles propostos.....	64

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

DVA	Absorvedor de Vibração Dinâmico
LTI	<i>Linear Time Invariant</i> - Linear de Tempo Invariante
Co-FXLMS	<i>Correlation Filtered-X Least-Mean-Square</i> - Correlação Filtro-X Menor Média Quadrada
MBPF	<i>Move Band Pass Filter</i> - Filtro de Movimento Passa Banda
PID	Proporcional Integral Derivativo

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	1
RESUMO	2
1 INTRODUÇÃO	13
1.1 Objetivos	15
1.1.1 Objetivo geral	16
1.1.2 Objetivos específicos	16
1.2 Estrutura do trabalho	16
2 REVISÃO DE LITERATURA	18
2.1 Transporte vertical	18
2.2 Principais componentes do elevador	18
2.2.1 Casa de máquinas	18
2.2.2 Cabine	19
2.2.3 Caixa de corrida (poço)	20
2.2.4 Sistema de roletas	21
2.3 Fontes de vibração do elevador	23
2.3.1 Fontes de perturbações de alta frequência	24
2.3.2 Forças de perturbação de baixa frequência	26
2.4 Modelo matemático do elevador	27
2.5 Normas internacionais para exposição do corpo humano às vibrações	30
2.6 Normas e medidas para avaliação do conforto de vibração	34
2.6.1 Norma ISO 2631	35
2.6.2 Norma BS	39
3 RESULTADOS E DISCUSSÕES	42
3.1 Projeto do controle passivo	42
3.1.1 Simulações numéricas considerando variações nos parâmetros k_{dva} e m_{dva}	44
3.1.2 Simulações numéricas considerando variações nos parâmetros k_{DVA} e ω	46
3.1.3 Simulações numéricas considerando variações nos parâmetros ω e m	48
3.2 Projeto do controle ativo	50
3.2.1 Proposta de controle ativo utilizando um controle PID	52
3.2.2 Proposta de controle ativo considerando o controle da aceleração	53
3.2.3 Proposta de controle ativo considerando o controle da velocidade	56
3.2.4 Proposta de controle ativo considerando o controle do deslocamento	59

3.2.5 Comparação entre as propostas de controle ativo	62
4 CONSIDERAÇÕES FINAIS	65
REFERÊNCIAS.....	66

1 INTRODUÇÃO

As atuais tecnologias aplicadas a Engenharia Civil em prédios de alta performance e aproveitamento de espaço, colaboram para novos edifícios de grande altura e com essa demanda também elevadores que necessitam de altas velocidades de deslocamento, porém em alguns casos o aumento dos níveis de vibração lateral das cabines, podem resultar, em menor conforto e qualidade de passeio dos passageiros, sendo a redução do conforto do passageiro um dos principais problemas nos sistemas de elevadores de alta velocidade (MITSUI; NARA, 1971, TUSSET *et al.*, 2017).

Diante da necessidade de melhorar a qualidade de deslocamento, sem perder a eficiência dos elevadores dentro dos níveis de limites das vibrações horizontais e verticais, têm crescido as pesquisas de aplicações de sistemas de controle no controle das acelerações laterais e longitudinais para garantir a qualidade de passeio dos passageiros (FORTUNE, 1997, QIU *et al.*, 2020).

Em Kaczmarczyk e Picton (2013), são estudados sistemas de elevação de grandes alturas. Também foi estudado numericamente o problema da corda do elevador com movimento de oscilação devido a distúrbios da força externa através de um controle ativo em Benosman e Fukui (2014), sendo usado controladores não lineares baseados na teoria de Lyapunov, para estabilizar o balanço do cabo.

Segundo Kaczmarczyk e Ostachowicz (2003) pode-se através da estrutura de coordenadas e o princípio de Hamilton derivar um modelo matemático capaz de investigar o comportamento dinâmico de cabos de içamento, este modelo descreve uma resposta do movimento lateral/longitudinal do engastamento dos cabos em forma de equações diferenciais parciais não lineares que representam natureza dinâmica do sistema. Também conforme Kaczmarczyk e Ostachowicz (2014) em razão da variação de comprimento dos cabos de içamento uma excitação de frequências naturais podem causar ressonância e perturbações durante o trajeto, sendo proposto um modelo de amortecimento baseado em uma relação combinada de perturbação e numérica validando correções conforme o comportamento dinâmico do sistema.

Em Andrew e Kaczmarczyk (2011) um método de montagem com interfaceamento dos diversos componentes móveis de elevadores é aplicado a fim de adequar aos requisitos especificados em sistemas de transporte vertical.

Kaczmarczyk *et al.* (2011), analisa um sistema de elevadores de grande altura correlacionando os efeitos induzidos no conjunto pelo movimento da estrutura do prédio, as baixas frequências geradas pelo movimento da estrutura coincidem com a frequência natural dos cabos provocando fenômenos de ressonância, a análise apresenta modelo matemático que considera a combinação de rigidez lateral do edifício e guias de roletes e trilhos guia.

Em Herrera e Kaczmarczyk (2010), verifica-se a influência de pessoas durante o transporte, devido ao movimento no interior da cabine, através de excitações harmônicas em um modelo fixado ao topo de quatro blocos, a técnica aplicada é ajuste de curva implementada no MATLAB sendo analisados os coeficientes de amortecimento e rigidez em condições de transporte ocupado ou vazio.

Em Colón *et al.* (2017), é feita investigação sobre os efeitos das perturbações durante o passeio dos passageiros no elevador causados pelos componentes do sistema PTS (Sistema de Transporte de Passageiros)

Em Colón *et al.* (2017), este trabalho busca quantificar os distúrbios causados por vibrações laterais induzidas por trilhos guia com ou sem sistemas de controle realimentado para correções, produzindo um modelo matemático estocástico, representado por meio da expansão de Karhunen-Loève.

Em Sandilo e Van Horssen (2015) é apresentado um modelo para as vibrações transversais do cabo do elevador. Em Chang *et al.* (2011) é apresentada a investigação de um sistema de elevadores de alta velocidade, sendo examinadas as vibrações horizontal provocada pelos “rodízios” guias na cabine do elevador. Um sistema de controle ativo é proposto pro Yang *et al.* (2014) considerando os estados variantes de tempo usando o algoritmo Co-FXLMS (Correlation Filtered-X Least-Mean-Square - Correlação Filtro-X Menor Média Quadrada) e MBPF (Move Band Pass Filter - Filtro de Movimento Passa Banda).

Em Arraste *et al.* (2014) é apresentado um estudo de vibrações verticais causadas pela ondulação de torque gerada no sistema de acionamento do elevador e sua influência no conforto do passageiro durante uma viagem de elevador. Enquanto que em Venkatesh *et al.* (2002) é apresentada uma metodologia para a concepção de alto desempenho do controlador LTI (*Linear Time Invariant* - Linear de Tempo Invariante) pelo movimento vertical do elevador com alta velocidade.

Em Santos *et al.* (2016) é proposto controle da vibração do elevador por meio da utilização de um amortecedor MR controlado por um controle Fuzzy. Em Santo *et*

al. (2016) é apresentada uma proposta de controle SDRE para o controle das vibrações da cabine do elevador. Os resultados numéricos mostraram que a estratégia de controle foi eficiente na redução dos níveis de vibração.

Em Qiu *et al.* (2020) é proposto um método de otimização de parâmetros de projeto para redução de vibração horizontal de elevadores de alta velocidade. Em Liu *et al.* (2019) é apresentado um modelo matemático considerando as relações da força lateral e o momento de tombamento com o deslocamento horizontal, ângulo de deflexão e velocidade nominal.

Em Zhang *et al.* (2018) e Zhang *et al.* (2019a) é proposto um modelo não linear de sapatas guia rolantes, para análises das respostas de vibração horizontal considerando a variação dos parâmetros e a irregularidade dos trilhos guia.

Em Yang *et al.* (2017) é considerada a influência dos cabos na vibração do elevador. O modelo proposto é obtido por verificação teórica e experimental, e aplicado na previsão dos balanços práticos de edifícios e cabos de elevador. Em Wang *et al.* (2017) são aplicados métodos de perturbação, considerando derivada a parte definida e aleatória das expressões de resposta de aceleração, para análise da resposta de aceleração de vibração transversal.

Em Tusset *et al.* (2017) é proposto um controle ativo para controle de vibração para um modelo de transporte vertical excitado por deformações do trilho guia considerando a resposta não linear horizontal de um modelo de três graus de liberdade. Em Zhang *et al.* (2019b) é proposto um amortecedor ativo de carro com um motor linear para suprimir efetivamente a vibração do elevador de tração em alta velocidade.

1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é proporcionar maior conforto aos passageiros durante deslocamentos verticais em elevadores de alta velocidade, desta forma apresentando estratégias para controle de vibrações laterais de duas formas representadas por projetos de um elevador representado por um modelo de três graus de liberdade, excitado pelas deformações do trilho guia. Desta forma os modelos de controle propostos neste trabalho podem contribuir para aplicação de controles passivos ou ativos para as diversas formas de controle de vibrações laterais de elevadores ou estruturas semelhantes ao problema estudado

Este trabalho é estruturado sob um objetivo geral apresentado na sequência, bem como os objetivos específicos necessários para atingir o objetivo proposto.

1.1.1 Objetivo geral

Atualmente com a aplicação de elevadores mais rápidos e maior deslocamento, nota-se a necessidade de maior conforto aos passageiros, a redução dos níveis de vibração proporcionam esse conforto, este trabalho tem como objetivo projetar e analisar as técnicas de controle ativo e passivo composto por sistema absorvedor de vibração dinâmico não linear e um controle ativo projetado por controlador Proporcional Integral Derivativo (PID), como parâmetro de análise a redução de níveis de aceleração lateral a qual os passageiros estão expostos, conforme as normas ISO 2631 e BS 6841.

1.1.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral foram definidos os objetivos específicos descritos a seguir:

- a) Aplicado o método de Lagrange, obter um modelo matemático que represente os deslocamentos laterais de um elevador;
- b) Introduzir no modelo matemático do elevador um absorvedor de vibração dinâmico não linear;
- c) Projetar um controle PID de forma a reduzir os níveis de vibração do elevador;
- d) Realizar as simulações numéricas considerando as duas estratégias de controle propostas e analisar sua eficiência, considerando a redução da amplitude das acelerações laterais do elevador e o nível de conforto dos passageiros considerando as normas ISO 2631 e BS 6841.

1.2 Estrutura do trabalho

O trabalho em questão está organizado em capítulos, seguindo a estrutura descrita abaixo:

- Capítulo 1: São apresentados a motivação e os objetivos do trabalho, assim os trabalhos que motivaram a realização da pesquisa.
- Capítulo 2: Apresenta as principais partes dos elevadores, suas fontes de vibração e seu modelo matemático.
- Capítulo 3: Apresenta as normas e os níveis de vibração para o conforto dos passageiros humanos de elevadores.
- Capítulo 4: Apresenta a proposta de controle passivo considerando a utilização de um Absorvedor de Vibração Dinâmico (DVA), e os resultados numéricos obtidos através de simulações computacionais.
- Capítulo 5: É apresentado o projeto do controle PID, e os resultados numéricos obtidos através de simulações computacionais.
- Capítulo 6: São apresentados e discutidos os principais resultados do trabalho, assim como as considerações finais e propostas para trabalhos futuros

2 REVISÃO DE LITERATURA

A revisão da literatura versa sobre o tema relacionando os assuntos que suportam a pesquisa, para estudo do controle da vibração de transporte vertical considerando a aplicação de controle passivo e ativo. A revisão da literatura está dividida em seções, reunindo os principais conceitos utilizados nesta pesquisa.

2.1 Transporte vertical

O Transporte Vertical aplicado em edificações, como prédios, é realizado por meio de equipamentos denominados elevadores. Os elevadores são utilizados para transporte de cargas ou pessoas, durante o trajeto a qualidade e conforto dependem de alguns fatores como velocidade e vibração.

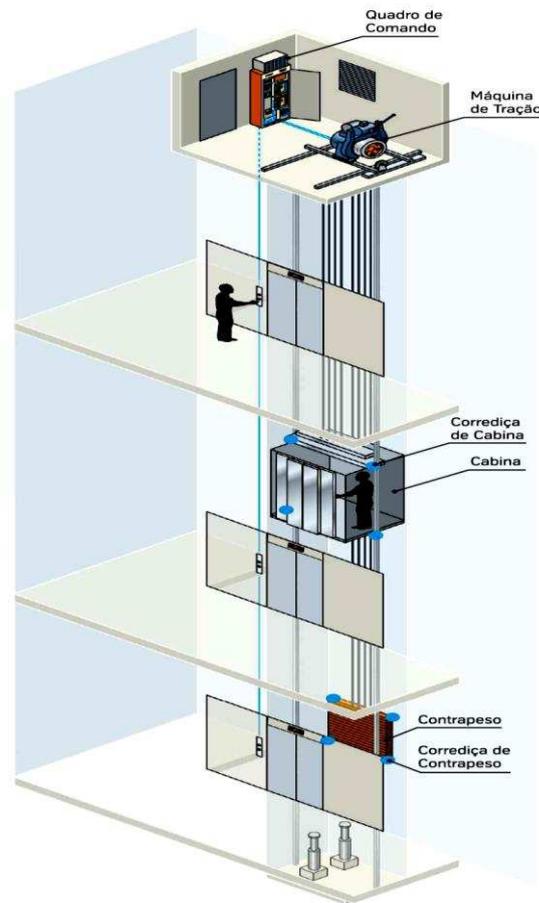
2.2 Principais componentes do elevador

O elevador possui diversas partes mecânicas, estas são classificadas de acordo com sua forma construtiva, funcionalidade, posição ou forma de montagem na edificação. Vamos apresentar algumas partes do elevador, que serão objeto do estudo de viabilização do controle aplicado.

2.2.1 Casa de máquinas

A Figura 1 apresenta os diversos componentes que movimentam efetivamente o elevador, o quadro de comando, motor de tração e limitadores de velocidade (THYSSENKRUPP, 2006), na maioria dos modelos está localizado na parte superior do elevador, já nos casos de elevadores movimentados através de cabos esses componentes ficam em uma área (casa de máquinas) na parte superior do prédio. Existem elevadores movimentados por motores instalados nas guias e nesses casos não há necessidade de casa de máquinas para instalações dos equipamentos. Os elevadores com tração hidráulica dispensam um local exato para instalação da casa de máquinas, como o funcionamento se dá por pressão de fluido hidráulico busca-se uma disposição melhor para mangueiras e pistões aplicados ao movimento.

Figura 1 - Elevador com casa de máquinas.



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

2.2.2 Cabine

É o compartimento onde são dispostas para transporte as cargas no elevador, pessoas, objetos entre outros (THYSSENKRUPP, 2006).

A forma, tamanho, equipamentos instalados dependem de vários fatores:

- Modelo do elevador;
- Carga de transporte;
- Percurso;
- Velocidade do elevador;
- Tipo de edificação de instalação.

Um exemplo prático são os elevadores de obra que dispensam sistemas de climatização, acabamentos internos, indicação de andares, já os elevadores sociais normalmente estão dotados de diversas comodidades como interfones de comunicação, câmeras de segurança e outros.

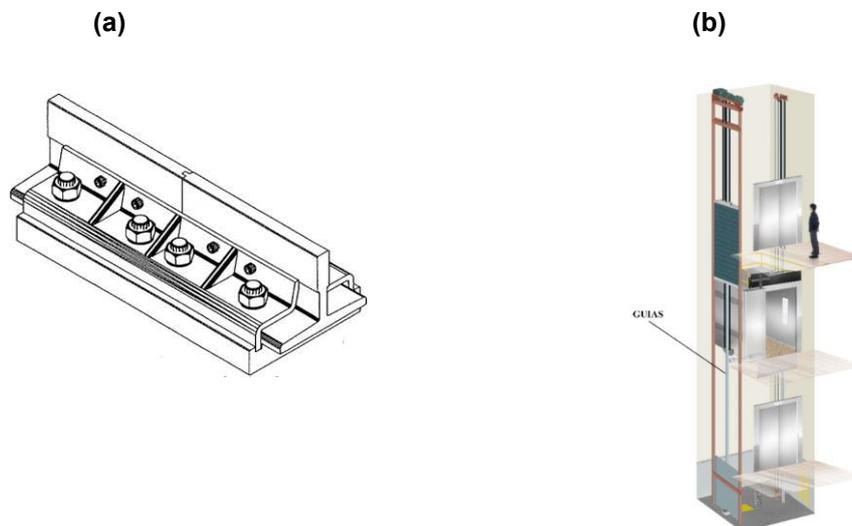
Os itens de segurança no sistema de transporte elevador estão aplicados à cabine, existem legislações próprias que determinam sua instalação, visando a segurança de usuários, cargas e operadores do equipamento. Estes itens de segurança modificam-se conforme o tipo de elevador e sua aplicabilidade no transporte. Em se tratando de conforto no deslocamento os sistemas de amortização de vibrações são instalados na cabine.

2.2.3 Caixa de corrida (poço)

A caixa de corrida, também conhecida como poço do elevador, é o local da edificação onde o elevador se desloca verticalmente, as guias do elevador são instaladas no poço para isso o projeto de concepção do edifício deve obedecer às características do modelo de elevador escolhido para a edificação, observando-se dados como capacidade de carga, velocidade de deslocamento, área e volume do elevador, como podemos ver na Figura 2.

Como dito as guias do elevador estão instaladas na caixa de corrida em todo seu percurso, essas por sua vez direcionam a cabine durante o trajeto, as guias apesar de avançadas técnicas de conformação de material, apresentam pequenas imperfeições, que por sua vez transmitem a cabine vibrações que causam desconforto nos passageiros.

Figura 2 - (a) Guias no poço do elevador (b) Guias.



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

2.2.4 Sistema de roletes

Também chamados de frame os sistemas de roletes são a interface entre a cabine e as guias do elevador, sua principal função é alinhar a cabine a caixa de corrida. A Figura 3 mostra um sistema de roletes simples.

Figura 3 - Sistema de roletes.

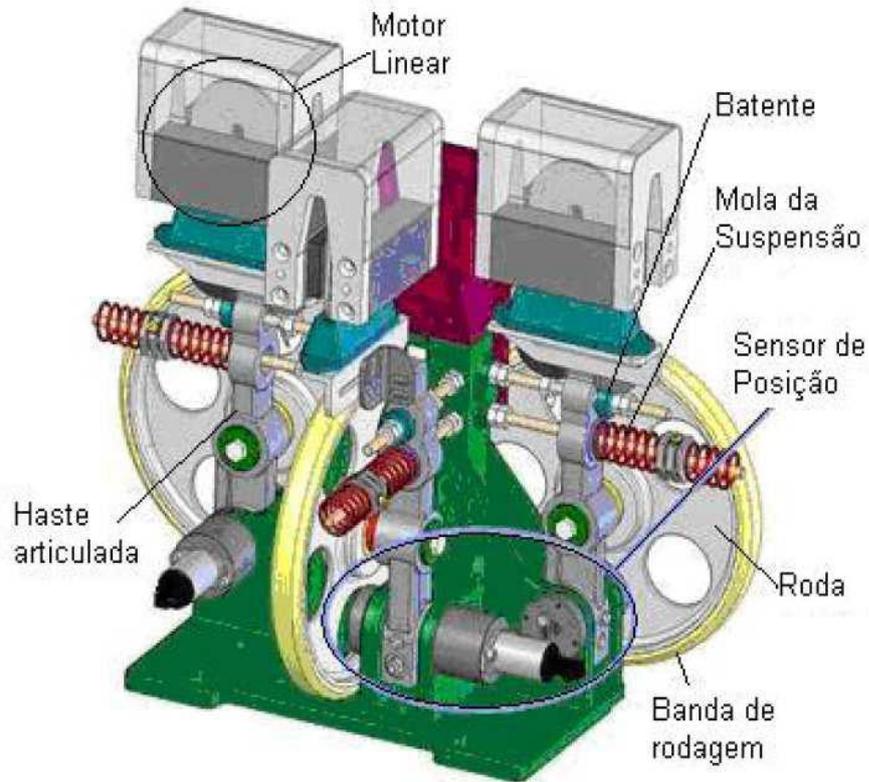


Fonte: Thyssenkrupp (2006).

Os sistemas de roletes têm melhorias para proporcionar estabilidade no trajeto, uma dessas melhorias é a sustentação ativa Figura 4, trata-se de um conjunto mecânico acoplado aos roletes que através de esforços de molas helicoidais mantém os roletes em contato com as guias, garantindo maior estabilidade e conforto durante o trajeto.

Esses sistemas com melhorias podem ser instalados de diversas formas dependendo do modelo do elevador, sendo a mais comum um a cada canto da cabine.

Figura 4 - Vista de um dos roletes de guias ativos.



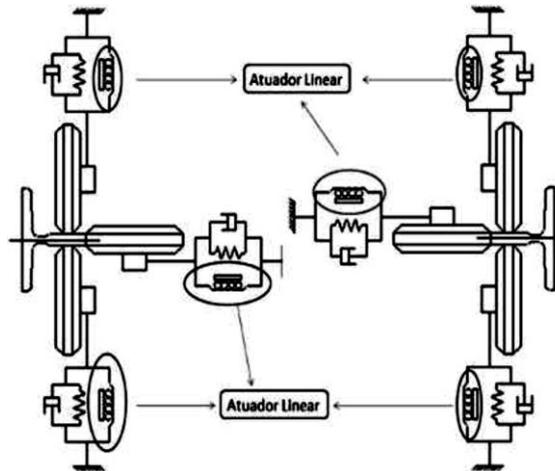
Fonte: Thyssenkrupp (2006).

As molas do sistema de amortecimento são dimensionadas de forma a absorver vibrações na cabina através de pressão dos roletes contra as guias do elevador, podendo até mesmo eliminá-las. O conjunto de roletes ativos deve minimizar as perturbações em frequência provenientes de imperfeições das guias da caixa de corrida.

Assim sendo um limitante para capacidade de amortecimento de vibrações em sistemas de controles passivos, é a característica construtiva das molas aplicadas ao sistema, ou seja, seu coeficiente de regime elástico.

A Figura 5 apresenta um sistema de amortecimento ativo, com atuador externo para contrapor os efeitos das perturbações causadas na cabina, com atuadores lineares de controle vertical e horizontal, esse sistema modifica características cinéticas do elevador sendo, muito eficiente, no controle de vibrações proporcionando maior conforto aos usuários do elevador.

Figura 5 - Vista do sistema completo dos roletes ativos.



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

A instrumentação de controle, hardware, limita os níveis de sensibilidade do sistema de amortecimento ativo, como exemplo a sensibilidade de sensores ou características técnicas de atuadores

2.3 Fontes de vibração do elevador

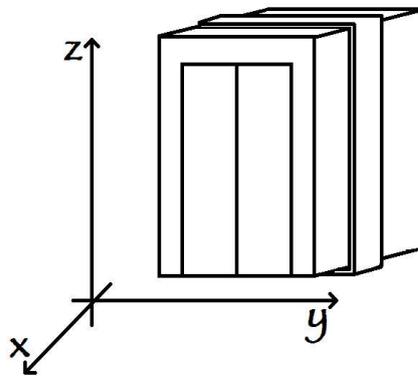
As fontes principais de vibrações em elevadores são causadas durante o deslocamento, a vibração dos cabos durante o içamento o atrito do contato dos roletes com as guias presas na caixa de corrida.

As técnicas construtivas dos elevadores e seus componentes, respeitam criteriosos modelos e controle de qualidade, desde a fabricação até instalação do equipamento, porém pequenas imperfeições, muitas vezes não são totalmente eliminadas, também durante a instalação ocorrem desalinhamentos, torções, falhas de torque em partes componentes entre outros pequenos problemas na montagem. Durante a campanha de uso do elevador, contudo existir uma rotina de manutenção preditiva, ocorrem problemas como envelhecimento de peças, dilatações por temperatura entre outros fatores de uso que também geram imperfeições.

Todos estes fatores provocam vibrações, que aumentam com a variação da velocidade de deslocamento do elevador, causando maior vibração e por consequência comprometer a estabilidade do equipamento e o conforto dos passageiros durante o percurso, desta forma comprometendo normas de segurança e conforto do sistema.

Durante seu deslocamento, as vibrações sentidas pelos passageiros no elevador são aquelas relativas à cabina sendo considerada um corpo rígido. Para efeito de estudo neste trabalho serão consideradas apenas as direções X e Y representando os deslocamentos laterais sustentados pelos roletes guias sobre os trilhos das guias laterais na caixa de corrida, contudo as vibrações podem ser mensuradas em até seis graus de liberdade em relação ao seu sistema de coordenadas fixo. A Figura 6 representa os eixos cartesianos para elevadores.

Figura 6 - Eixos cartesianos para elevadores.



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

As fontes de vibrações, durante o deslocamento do elevador, na cabina são classificadas em fontes de alta e baixa frequência.

2.3.1 Fontes de perturbações de alta frequência

Podemos citar como principais fontes de perturbação de alta frequência, as irregularidades de materiais das guias e ação de forças aerodinâmicas.

- Irregularidade nas guias

O processo de fabricação das guias, bem como sua instalação na caixa de corrida, que diferem muito em qualidade entre um prédio e outro, podem apresentar imperfeições. Os coeficientes de dilatação dos diversos materiais empregados, por exemplo aço, concreto, plástico, entre outros, normalmente causam diferenças entre conexões dos mesmos, esses fatores contribuem para que vibrações nas cabinas dos elevadores sejam presentes. Segundo Ayman (1997), as vibrações podem ser na ordem de até 10 Hz.

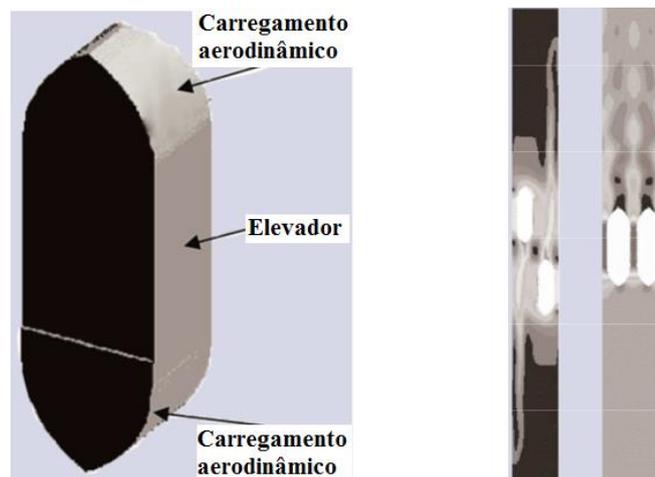
- Forças aerodinâmicas

O deslocamento do elevador no interior do poço com variações de velocidade e aceleração resultam em forças aerodinâmicas que por sua vez afetam na estabilidade do conjunto em movimento, podendo também influenciar em outros elevadores em outros porões nas proximidades. A magnitude e os componentes dessas forças dependem da variação de velocidade do elevador, bem como do formato do porão do elevador, quantidade de elevadores instalados e seus contrapesos.

Segundo Ayman (1997), essas forças componentes constituem um sistema complexo e não existem informações suficientes para mensurar seu grau de impacto sobre o sistema, portanto é possível assumir que elas não são maiores que as geradas pelas guias.

O modelo aerodinâmico de uma cabina de elevador está representado pela Figura 7 (a) e os resultados da simulação de fluxo de deslocamento de ar contido em um porão para dois elevadores na Figura 7 (b), nas representações da Figura 7 considera-se o elevador em movimento demonstrando as forças aerodinâmicas aplicadas.

Figura 7 - (a) Modelo aerodinâmico (b) Resultados aerodinâmicos.



Fonte: Kiyoshi et al. (2004).

A Figura 7 (b) representa duas situações diferentes onde, na primeira os elevadores operam em sentido oposto e na segunda situação as cabinas viajam em mesmo sentido, em ambos os casos está representado o fluxo de ar resultante do deslocamento das cabinas e sua interferência no sistema de elevador.

Existem outras fontes de distúrbios em alta frequência, como o movimento dos passageiros na cabina do elevador e as forças exercidas pelo mecanismo de abertura das portas, sendo estes distúrbios relativamente menores no interior da cabina.

2.3.2 Forças de perturbação de baixa frequência

No interior da cabine do elevador podem ser dispostas cargas diversas, onde sua distribuição no espaço pode desalinhar o equilíbrio entre centro de gravidade da cabine e ponto de tração dos cabos de suspensão, causando momentos, que por sua vez mudam o sentido de orientação do percurso da cabine.

Também os cabos de tração representam outra fonte de forças, que de forma lenta pode alterar o sentido de direção da cabine, são forças de proporcionais ao comprimento dos cabos de tração e por consequência sua ação varia conforme a posição da cabina.

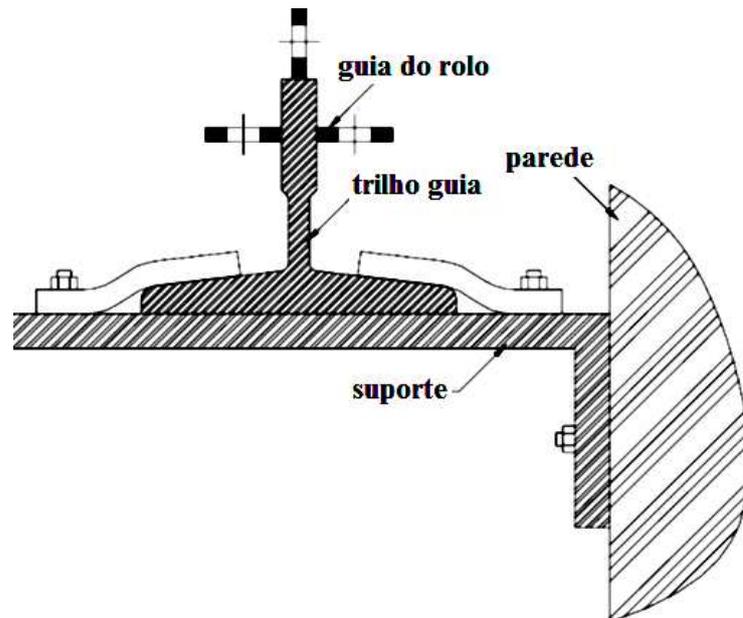
As guias estão ligadas a cabine através dos roletes e os distúrbios causados por suas imperfeições são as perturbações mais importantes no sistema.

Distúrbios que variam lentamente, abaixo de 0,01Hz, não produzem vibrações que podem ser detectadas pelos passageiros. No entanto, como elas afetam os sistemas de amortecimento ativos a serem instalados na cabina do elevador, devem ser levadas em consideração.

Cada uma das fontes de vibrações descritas nesta seção pode ser uma única fonte de perturbação ao sistema ou ocorrer simultaneamente, sendo que, em alguns casos, essas vibrações podem permanecer durante parte de um deslocamento da cabina ou serem incorporadas permanentemente ao sistema. Sendo assim, influenciam na estabilidade da cabina durante o deslocamento do elevador.

Na Figura 8 podem ser vistas as guias de alinhamento que são utilizadas pelo elevador como referência para o deslocamento da cabine pelos pavimentos de um edifício; têm características dimensionais que são intrínsecas ao seu processo de fabricação, como o tipo de material utilizado, tolerâncias admitidas pelo fabricante, entre outros fatores.

Figura 8 - Conexão das guias nas paredes do porão.



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

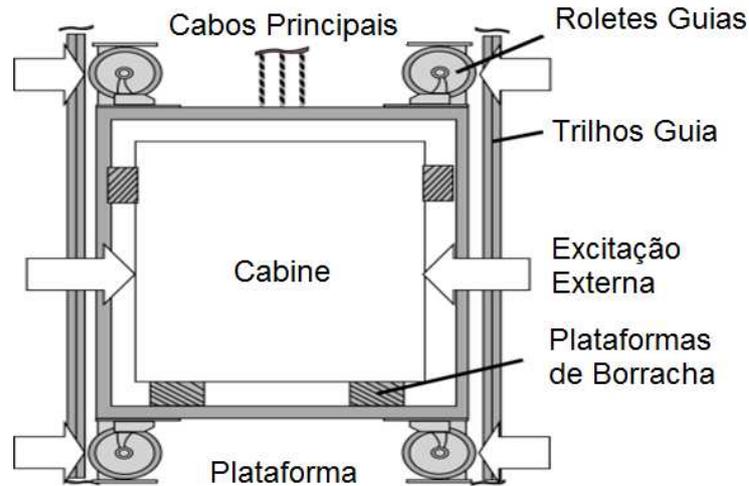
Ao percorrer os pavimentos, a cabina do elevador tem os roletes conectados às guias que, por sua vez, estão presas às paredes do porão do elevador através de fixadores, que também são conhecidos pelo termo de *brackets*.

2.4 Modelo matemático do elevador

A seguir veremos os modelos matemáticos que traduzem as dinâmicas desenvolvidas pelas vibrações na cabine do elevador durante seu trajeto. Como visto estas vibrações podem ser geradas por várias fontes agregadas ou individuais, em um determinado trajeto da viagem ou durante o percurso inteiro de deslocamento.

A Figura 9 representa um diagrama esquemático do elevador de cabine. As guias de rolos suportam a plataforma com molas para evitar a transmissão da excitação externa causada por desalinhamento e deformação dos roletes de guia. Estes roletes guias e molas são componentes do sistema de suspensão.

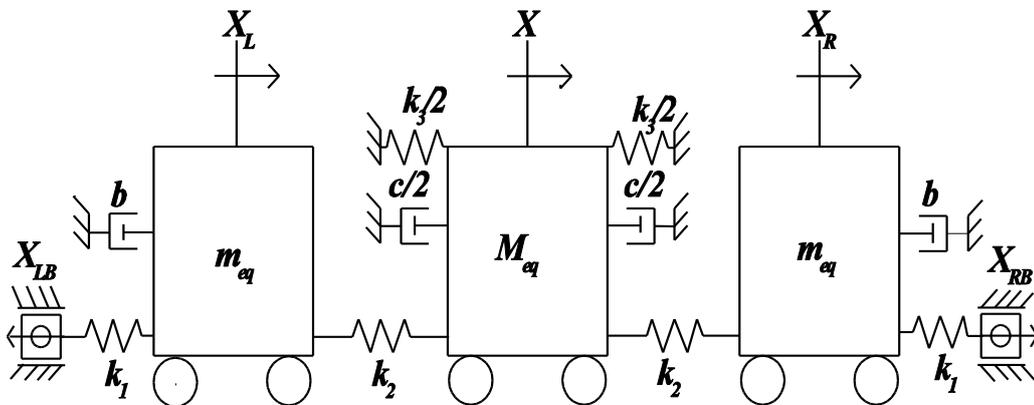
Figura 9 - Diagrama esquemático da estrutura da cabine.



Fonte: Santo et al. (2016).

A Figura 10 representa um modelo equivalente simplificado para representar os movimentos horizontais de um sistema de elevador.

Figura 10 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador.



Fonte: Santo et al. (2016).

onde:

M_{eq} = massa da cabine [kg];

m_{eq} = massa do sistema de suspensão [kg];

b = coeficiente de amortecimento da suspensão [Ns/m];

c = coeficiente de amortecimento da cabine [Ns/m];

k_1 = coeficiente de rigidez dos rolos guia [N/m];

k_2 = coeficiente de rigidez da suspensão [N/m];

k_3 = coeficiente de rigidez dos cabos do elevador referente ao movimento de inclinação da cabine [N/m];

X = deslocamento horizontal da cabine [m];

X_L = deslocamento do sistema de suspensão esquerdo [m];

X_R = deslocamento do sistema de suspensão à direita [m];

X_{LB} e X_{RB} = excitações externas causadas pelas deformações dos trilhos de guia.

As equações de movimento podem ser obtidas utilizando-se o método de energias de Lagrange para encontrar as equações de movimento. A equação (1) representa a equação de Euler-Lagrange.

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_i} = -Q_k, \quad -i = 1, 2, 3 \dots, n \quad (1)$$

onde:

q_i - Coordenada da posição generalizada;

\dot{q}_i - Velocidade generalizada, representa as forças generalizadas conservativas e não conservativas;

L - Função de Lagrange, definida como a diferença entre as energias cinéticas (T) e potenciais (V) do sistema (equação 2) (MEIROVITCH, 1970).

A equação (2) mostra a energia cinética total do sistema representado pela Figura 10, como sendo a soma das energias cinéticas dos sistemas de suspensões, direito e esquerdo, e da energia cinética da cabine do elevador (SANTO *et al.*, 2016).

$$T = \frac{m_{eq}}{2} \dot{X}_L^2 + \frac{M_{eq}}{2} \dot{X}^2 + \frac{m_{eq}}{2} \dot{X}_R^2 \quad (2)$$

A energia potencial total do sistema é a soma das energias potenciais dos elementos de mola com rigidez k_1 , k_2 e k_3 , referentes aos elementos de mola dos sistemas de suspensões direito e esquerdo, e do elemento de mola translacional equivalente ao movimento pendular da cabine, ou seja, representa a cabine, visto na equação (3) (SANTO *et al.*, 2016).

$$V = \frac{k_1}{2}(X_L - X_{LB})^2 + \frac{k_1}{2}(X_{RB} - X_R)^2 + \frac{k_2}{2}(X - X_L)^2 + \frac{k_2}{2}(X_R - X)^2 + \frac{1}{4}k_{3NL}X^4 \quad (3)$$

As forças generalizadas conservativas e não conservativas do sistema, Q_k , referentes às forças de amortecimento dos sistemas de suspensão esquerdo e direito e da força de amortecimento da cabina, são representadas pela equação (4) (SANTO *et al.*, 2016).

$$Q_k = b\dot{X}_L + c\dot{X} + b\dot{X}_R \quad (4)$$

Usando a formulação de Lagrange, pode-se escrever as equações (5) diferenciais de segunda ordem do movimento que representam o sistema de transporte vertical como (SANTO *et al.*, 2016, TUSSET *et al.*, 2017):

$$\begin{aligned} m_{eq}\ddot{X}_L + b\dot{X}_L + (k_1 + k_2)X_L - k_2X &= k_1X_{LB} \\ M_{eq}\ddot{X} + c\dot{X} + 2k_2X + k_{3NL}X^3 - k_2X_L - k_2X_R &= 0 \\ m_{eq}\ddot{X}_R + b\dot{X}_R + (k_1 + k_2)X_R - k_2X &= k_1X_{RB} \end{aligned} \quad (5)$$

2.5 Normas internacionais para exposição do corpo humano às vibrações

A vibração no corpo humano é dividida em duas áreas: Vibração no Corpo Inteiro (*WBV - Whole Body Vibration*) e Vibração no Segmento Mão-Braço (*HAV - Hand Arm Vibration*). Estudos têm demonstrado que a frequência de ressonância humana para o corpo inteiro na direção vertical ocorre na região de 4 a 8Hz. Considerando vibrações em ambas as direções laterais e horizontais, a frequência de ressonância ocorre na região de 1 a 2Hz (WASSERMAN, 1987).

Os efeitos da vibração estão diretamente relacionados à faixa de frequência envolvida, bem como, à magnitude da excitação, variabilidade individual, tempo de exposição, entre outras variáveis ambientais. Magnusson *et al.* (1998), desenvolveram um protocolo para estudos epidemiológicos de WBV e distúrbios musculares de LBP

(*Low Back Pain*). Em relação aos efeitos na saúde, uma ênfase especial foi enfocada em problemas musculoesqueléticos.

A resposta humana à vibração é muito complexa e depende de diversos fatores, sendo que a frequência e a amplitude da vibração são os fatores mais importantes a serem analisados (WOLLSTROM, 1998).

Uma possível classificação pode ser observada na Tabela 1.

Tabela 1 - Frequências de influência característica sobre o ser humano.

Frequência	Influência Característica sobre o corpo Humano
Baixa: < 2 Hz	Desordem de Movimento, Movimentos no Corpo Todo.
Média: 2 – 100 Hz	O corpo todo pode se comportar como um sistema de partículas rígidas.
Alta: > 100 Hz	O corpo tem de ser tratado como o sistema contínuo.

Fonte: Wollstrom (1998).

Região de Baixa Frequência: As vibrações em baixa frequência em veículos, são causadas pelo fenômeno de ressonância nessa região de frequências. No ponto de vista técnico, pode-se assumir que a resposta pode ser tratada como movimento de corpo rígido.

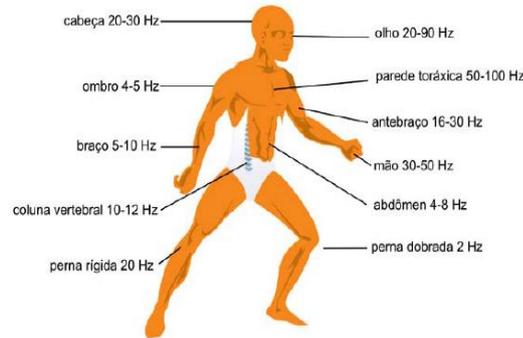
Vibrações em regiões em que a frequência está abaixo de 0,5Hz afetam o equilíbrio orgânico, a postura do sistema humano e podem causar sensação de enjoos pelo movimento, normalmente referido como náusea (WOLLSTROM, 1998).

Região de Média Frequência: Para as regiões de média frequência o corpo humano pode ser aproximado a um sistema discreto com diferentes frequências de ressonância (WOLLSTRON, 1998).

Alta Frequência: Se vibrações são tratadas na região de alta frequência, um modelo discreto é improvável de ser válido. Neste caso, o corpo humano deve ser tratado como um meio contínuo, com diferentes tipos de ondas propagando e dependendo de diversos fatores (WOLLSTROM, 1998).

As frequências ressonantes consideradas mais importantes são de 4 a 8Hz (estômago), 20-30Hz (cabeça) e 20-90Hz (globo ocular) como podem ser observados na Figura 11.

Figura 11 - Frequências naturais de partes do corpo humano.



Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997).

É importante notar que a posição do corpo é essencial para avaliar a resposta à vibração. Uma pessoa sentada difere de uma pessoa em pé (GRINFFIN, 1990). A norma ISO 2631-1 (1997) e a norma BS 6841 (1987), definem um sistema de coordenadas ortogonais para estudos do efeito da magnitude em diferentes direções. As normas relativas à vibração no ser humano distinguem as posições e as direções de medição da vibração no corpo humano, o que pode ser visto na Figura 12.

Figura 12 - Direção das posições para medição da vibração no corpo humano.



Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997).

O corpo humano também pode ser considerado um sistema mecânico, formado por vários segmentos com faixas de frequências naturais distintas.

Na Tabela 2 podem ser observadas as principais frequências de ressonância para cada parte do corpo humano.

Tabela 2 - Frequências de ressonância de várias partes de corpo humano.

Posição	Parte do corpo	Direção da vibração	Escala de Frequência de Ressonância [Hz]
Deitado	Pés	X	16-31
	Joelhos	X	4-8
	Abdômen	X	4-8
	Tórax	X	6-12
	Crânio	X	50-70
	Pés	Y	0,8-3
	Abdômen	Y	0,8-4
	Cabeça	Y	0,8-4
	Pés	Z	1-3
	Abdômen	Z	1,5-6
	Cabeça	Z	1-4
Em pé	Joelho	X	1-3
	Ombros	X	1-2
	Cabeça	X	1-2
	Corpo Inteiro	Z	4-7
Sentado	Tronco	Z	3-6
	Tórax	Z	4-6
	Espinha	Z	3-5
	Ombros	Z	2-6
	Estômago	Z	4-7
	Olhos	Z	20-25

Fonte: Wasserman (1987).

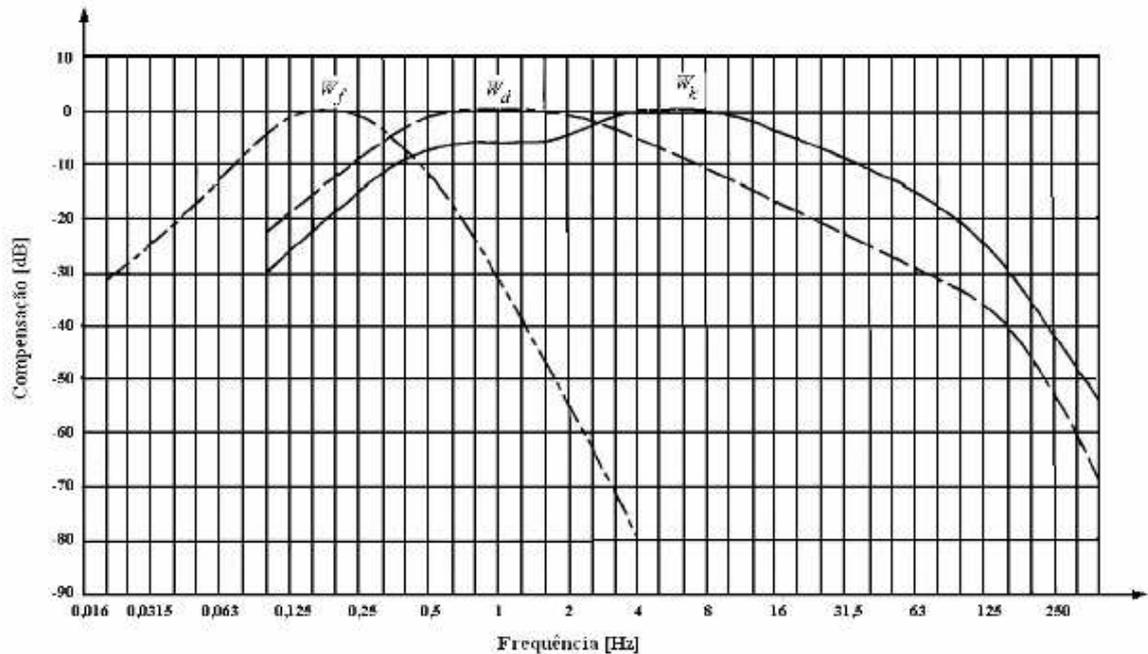
Conforme Griffin (1990), as principais faixas de frequência às quais o corpo humano é exposto variam até 100Hz. As magnitudes de interesse ao estudo do corpo humano sob vibração variam de 0,01 até 10 m/s² (pico).

A exposição de indivíduos a magnitudes em torno de 10m/s² [rms] (rms: *root mean square*) podem ser assumidas como arriscadas.

Para estudos do comportamento do corpo humano submetido à vibração em frequências inferiores a 1Hz e superiores a 20Hz, serão necessárias altas magnitudes para que haja percepção pelo indivíduo.

No Gráfico 1 podem ser observadas as curvas de compensação para cada direção conforme a norma ISO 2631-1 (1997).

Gráfico 1 - Curva de compensação.



Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997).

onde:

W_k = eixo z ou direção vertical exceto para a cabeça;

W_d = para o eixo x e y ou para direção horizontal;

W_f = para doenças ocupacionais.

Nas faixas de frequências associadas às características de conforto pode-se identificar a ocorrência de vibrações segundo os três eixos coordenados. Eixos longitudinais, transversais e, principalmente, verticais.

2.6 Normas e medidas para avaliação do conforto de vibração

As recomendações das normas servem como parâmetros a serem seguidos na tentativa de se prever ou avaliar as condições de conforto em um meio de transporte. As curvas apresentadas nas normas foram obtidas tendo como fontes de

excitação sinais senoidais puros, enquanto as fontes de excitação nas condições reais são na verdade uma superposição de várias frequências (BALBINOT, 2001).

Existem diversas normas e medidas para a avaliação do conforto de vibração. A avaliação da vibração é baseada em medições de movimento em termos de aceleração, velocidade e deslocamento, e o *jerk* (primeira derivada da aceleração). Muitas normas usam a aceleração por ser mais conveniente de se medir.

Neste caso, o sinal de aceleração é usualmente ponderado com algumas funções para compensar a sensibilidade do corpo humano a diferentes frequências.

2.6.1 Norma ISO 2631

A preparação da norma ISO 2631 iniciou em 1966, e sua primeira publicação em 1974, e teve como objetivo fornecer valores numéricos, como limite de exposição relacionado ao corpo humano (BALBINOT, 2001).

A norma ISO 2631, "*Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration*", consiste em diversas partes, sendo que algumas delas são dedicadas à avaliação do nível de conforto de passageiros em veículos. Normalmente, essa norma trabalha com limites de vibração para saúde, conforto e incidência de doenças de movimento, sendo que o nível de conforto é expresso como um limite de tempo de exposição.

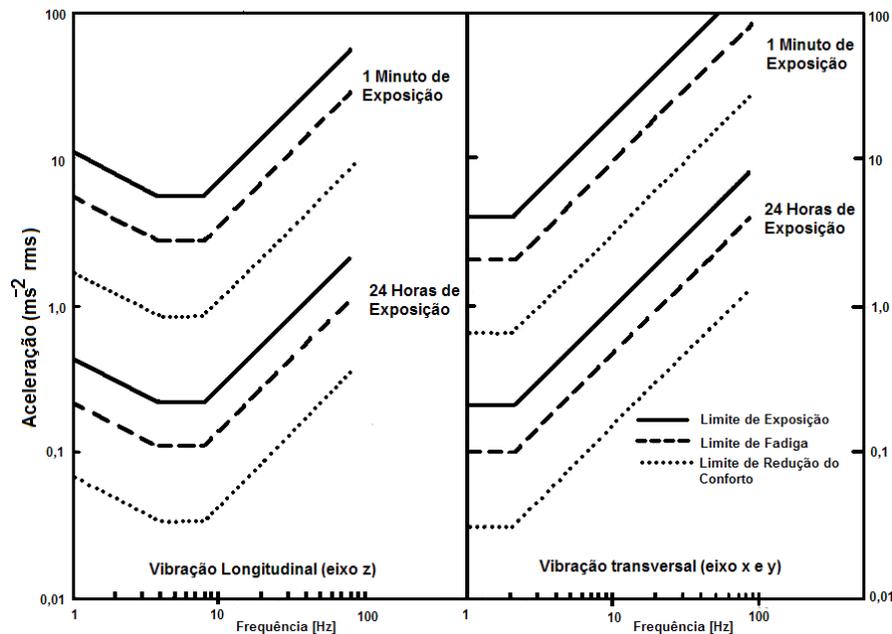
Certo nível de vibração pode ser permitido sem que ocorra risco de redução da saúde, desconforto ou doenças de movimento (ISO 2631-1, 1997).

A norma ISO 2631-1 descreve propriedades fundamentais da norma ISO 2631 como definições, direções para medição e avaliação, informações e orientações quanto aos possíveis efeitos da vibração sobre a saúde, o conforto, o limite de percepção, na faixa de 0,5 a 80[Hz], e o enjoo, para frequências entre 0,1 e 0,5[Hz].

Também segundo a norma ISO-2631 (1974), os efeitos da magnitude da vibração são independentes da duração de 1 até 4 minutos. Após este período, o limite da aceleração para 24 horas deve ser 1/20 do limite utilizado para 1 minuto de exposição, como pode ser observado no Gráfico 2.

No gráfico 2 pode-se observar o limite da aceleração segundo a norma ISO-2631 (1974).

Gráfico 2 - Limite de exposição, fadiga e de conforto para 1 minuto e 24 horas de exposição à WBV



Fonte: Griffin (1990).

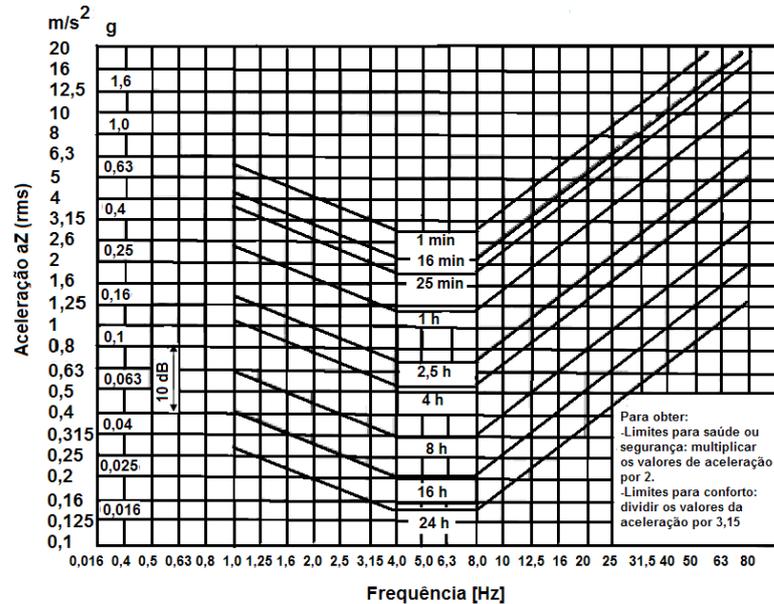
Existem três critérios de limite de exposição do corpo humano à vibração, segundo a norma ISO-2631 (ANFLOR, 2003):

- Limite de saúde: Referente à preservação da saúde ou segurança. O limite de exposição é dito aproximadamente a metade do limiar da dor e não é recomendável exceder estes limites, salvo com justificativa especial e devidas precauções;
- Limite de fadiga: Relacionado com a preservação da eficiência do trabalho. O limite de fadiga é conhecido como o limite reduzido de conforto, onde o indivíduo consegue concluir suas tarefas com o mínimo conforto, chegando à fadiga. Este tipo de vibração é muito comum ocorrer com pessoas que trabalham em indústrias, motoristas de veículos pesados, aeronaves, entre outros;
- Limite de conforto: Concerne à preservação do conforto, que fica na faixa de 4 a 8 Hz. Na vibração vertical da aceleração é de no máximo $0,88 \text{ m/s}^2 \text{ rms}$.

Para determinar tais limites de exposição, utilizam-se os valores apresentados nas Gráfico 3 e 4. Para cada faixa de frequência é determinado o limite de exposição

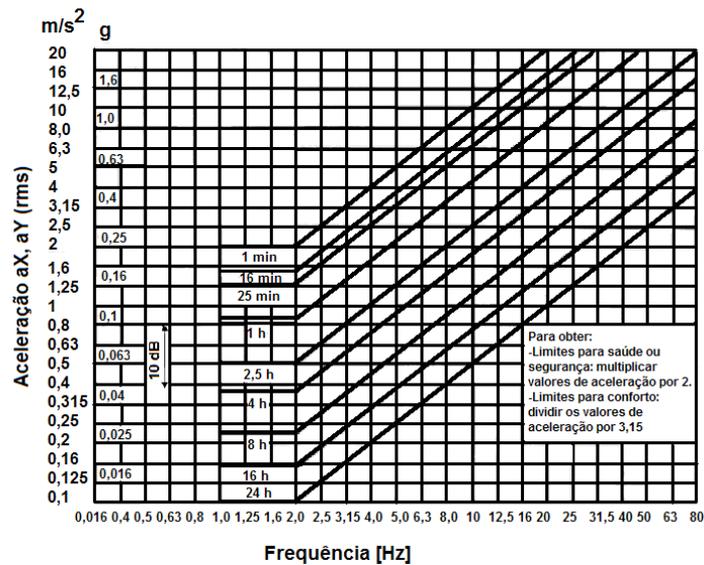
relacionado à saúde, conforto e fadiga. Sabendo-se o valor da aceleração rms, para a faixa de frequência de 1 a 80 Hz, basta traçar a curva obtida e verificar se ultrapassa os limites definidos pela norma.

Gráfico 3 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo Z.



Fonte: Beranek *et al.* (1992).

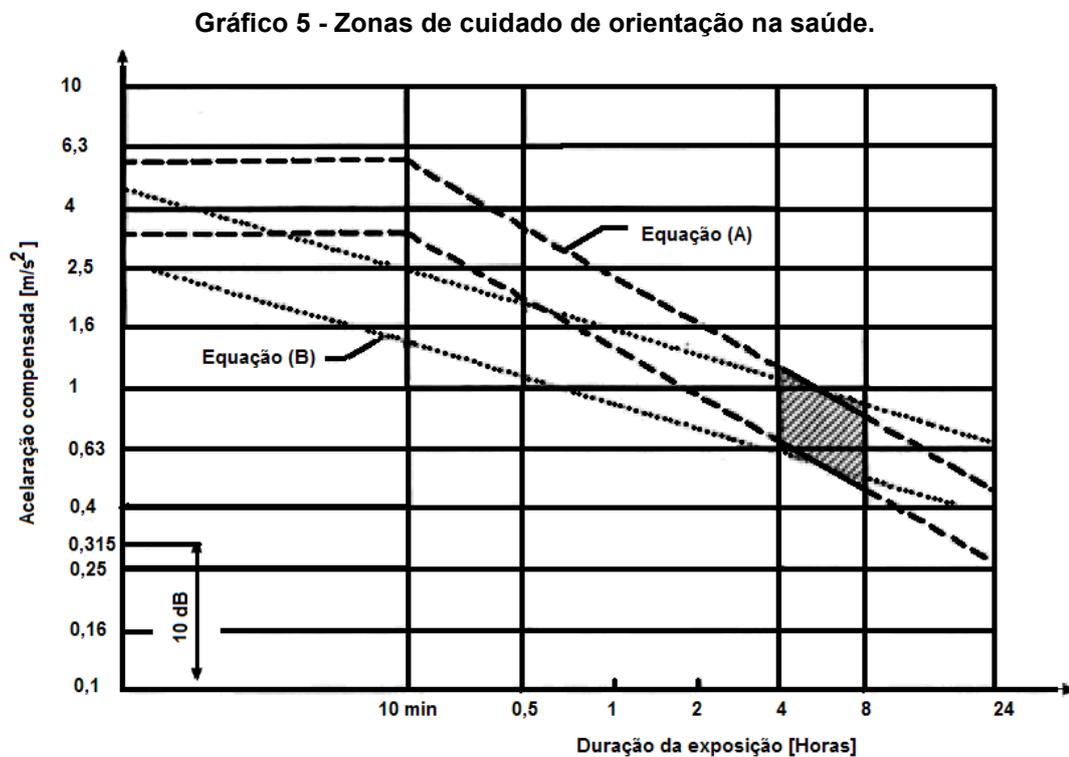
Gráfico 4 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo x e y.



Fonte: Beranek *et al.* (1992).

Nas normas ISO, 1974, 1978 e 1985, eram apresentados três limites de exposição do corpo humano à vibração: limite de conforto, limite de fadiga, limite de exposição. A partir da edição da norma ISO 2631 (1997), tais limites não são citados, deixando assim, a norma em função dos cálculos de valor dose de vibração (VDV) (ANFLOR, 2003).

Em relação aos efeitos da vibração na saúde a norma ISO 2631 (1997), apresenta um gráfico que determina uma zona de cuidado para períodos entre 4 e 8 horas, para os quais ocorrem a maioria das exposições ocupacionais, o que pode ser melhor compreendido analisando a Gráfico 5.



Fonte: Norma ISO 2631 (1997).

Segundo a norma, as curvas de dependência do tempo de exposição, podem ser calculadas pelas seguintes fórmulas (ANFLOR, 2003):

A equação (A) representada no Gráfico 5 pode ser calculada utilizando a equação (6):

$$a_{w_1} T_1^{1/2} = a_{w_2} T_2^{1/2} \quad (6)$$

A equação (B) representada no Gráfico 5 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** pode ser calculada utilizando a equação (7)

$$a_{w_1} T_1^{1/4} = a_{w_2} T_2^{1/4} \quad (7)$$

Sendo a_{w_1} e a_{w_2} os valores da aceleração rms compensada, segundo a direção de medição, para a primeira e a segunda exposição e T_1 e T_2 são as durações correspondentes à primeira e à segunda exposição. Quando a exposição da vibração consistir em dois ou mais períodos de exposição a diferentes magnitudes e duração, a energia da magnitude equivalente de vibração correspondente à duração total de exposição pode ser determinada na equação (8).

$$a_{w_e} = \left[\frac{\sum a_{w_i}^2 T_i}{\sum T_i} \right]^{1/2} \quad (8)$$

onde a_{w_e} é a magnitude equivalente da vibração (aceleração rms em m/s^2) e a_{w_i} é a magnitude da vibração (aceleração rms em m/s^2) para a duração da exposição T_i .

2.6.2 Norma BS

A norma BS 6841, 1987, define curvas ponderadas correspondentes a bandas de 1/3 de oitavas entre 0,5 e 80Hz, permitindo que diferentes espectros de vibração sejam compensados de acordo com a sensibilidade do corpo humano em relação a diferentes frequências. O Valor Dose de Vibração estimado (eVDV) pode ser calculado utilizando a equação (9) (ANFLOR, 2003):

$$eVDV = \left[(1,4 a_{w(rms)})^4 t \right]^{1/4} \quad (9)$$

onde:

$eVDV$ - Valor dose de vibração estimada [$m/s^{1,75}$];

a_w - Valor da aceleração compensada em *rms*, segundo a direção medida [m/s^2];

t - Duração da exposição [s].

Segundo esta norma, é ressaltada que VDV's suficientemente altos podem causar severos desconfortos, dores e ferimentos. Esta norma indica que magnitudes de vibração que produzam VDV's na faixa de $8,5[m/s^{1,75}]$, causam um desconforto considerado médio e para VDV's na faixa de $15[m/s^{1,75}]$ geralmente causam desconforto considerado severo.

Mas não há um consenso por parte da comunidade científica em relação à influência da magnitude do VDV e o risco de ferimentos a que o corpo humano está exposto (ANFLOR, 2003).

As normas BS 6841, 1987 e ISO 2631-1, 1997, apresentam valores de aceleração rms ponderada as quais indicam a reação dos indivíduos em relação ao conforto quando expostos a vibração. Tais valores podem ser observados na Tabela 3.

Tabela 3 - Aceleração rms ponderada como uma indicação das reações com relação ao conforto.

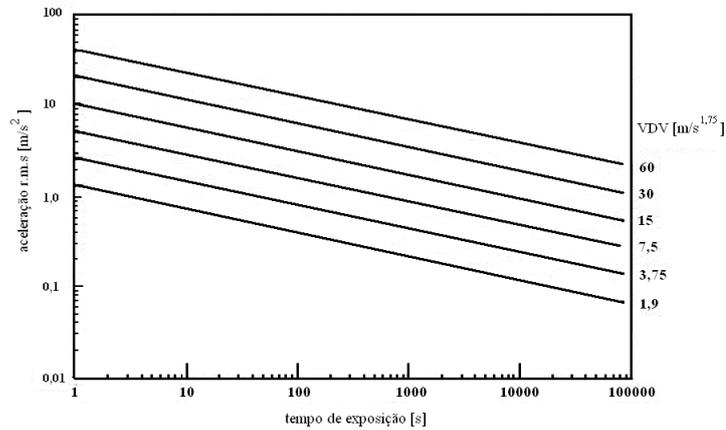
Aceleração rms (m/s^2)	Classificação
<0,315	Confortável
0,315 a 0,63	Nível de desconforto baixo
0,5 a 1	Nível de desconforto médio
0,8 a 1,6	Desconfortável
1,25 a 2,5	Muito desconfortável
> 2,0	Extremamente desconfortável

Fonte: Normas BS 6841 (1987), ISO 2631-1 (1997).

A norma BS 6841 apresenta um conjunto de funções a serem usadas na construção dos filtros ou pesos a serem atribuídos aos sinais de aceleração. Os filtros são aplicados segundo uma correspondência entre o eixo que se deseja avaliar e seu respectivo filtro.

O Gráfico 6 apresenta as acelerações rms, correspondentes a vários VDV's e durações da exposição à vibração.

Gráfico 6 - Aceleração rms, correspondendo ao VDV de 1,9 a 60 para períodos de exposição à vibração de 1s a 24horas.



Fonte: Norma BS 6841 (1987).

A magnitude da exposição é caracterizada pela aceleração ponderada pelas frequências. A aceleração compensada pode ser obtida através da equação (10):

$$a_w = \left(\sum_i (W_i a_i)^2 \right)^{1/2} \quad (10)$$

Onde W_i é o fator de compensação, e a_i é a aceleração em rms. A Tabela 4 mostra os valores de compensação usados em a_w .

Tabela 4 - Valores de compensação usados em a_w

Frequency [Hz]	W_k ($\times 10^3$)	W_d ($\times 10^3$)	Frequency [Hz]	W_k ($\times 10^3$)	W_d ($\times 10^3$)
1	482	1011	10	988	212
1,25	484	1008	12,5	902	161
1,6	494	968	16	768	125
2	531	890	20	638	100
2,5	631	776	25	513	80
3,15	804	642	31,5	405	63,2
4	967	512	40	314	49,4
5	1039	409	50	246	38,8
6,3	1054	323	63	186	29,5
8	1036	253	80	132	21,1

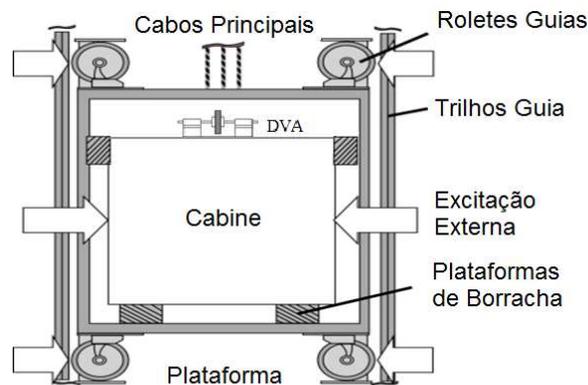
Fonte: Autoria própria (2022).

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 Projeto do controle passivo

Na Figura 13 é apresentado o diagrama esquemático da proposta de controle passivo utilizando o absorvedor de vibração dinâmico não linear.

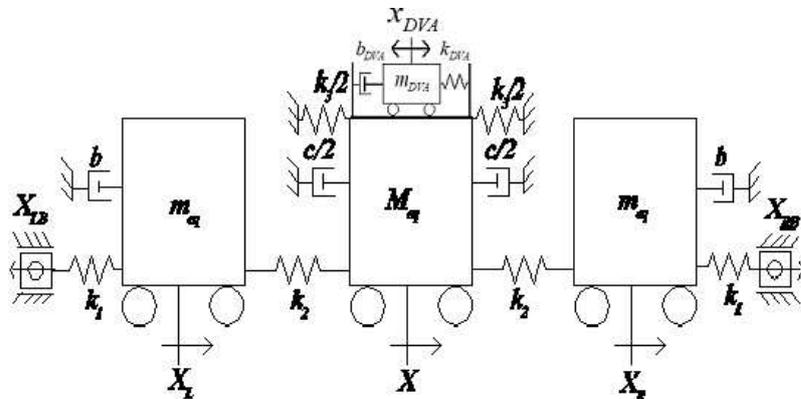
Figura 13 - Diagrama esquemático da estrutura da cabine com o absorvedor de vibração dinâmico.



Fonte: Autoria própria (2022).

Na Figura 14 é apresentado o modelo físico equivalente da Figura 13, para representar os movimentos horizontais de um sistema de elevador, com a inclusão do absorvedor de vibração dinâmico não linear na cabine.

Figura 14 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador.



Fonte: Autoria própria (2022).

onde:

x_{DVA} - deslocamento horizontal do absorvedor dinâmico não linear [m];

m_{DVA} - massa do absorvedor dinâmico não linear [kg];

b_{DVA} - coeficiente de amortecimento do absorvedor dinâmico não linear [N.s/m],

k_{DVA} - coeficiente de rigidez do absorvedor dinâmico não linear [N/m].

A equação (11) que representa o movimento horizontal do elevador com o absorvedor dinâmico de vibração apresentado pela Figura 13 é dada por:

$$\begin{cases} m_{eq}\ddot{X}_L + b\dot{X}_L + (k_1 + k_2)X_L - k_2X = k_1X_{LB} \\ (M_{eq} + m_{DVA})\ddot{X} + c\dot{X} + 2k_2X + k_3X^3 - k_2X_L - k_2X_R + \\ + b_{DVA}(\dot{X} - \dot{x}_{DVA}) + k_{DVA}(X - x_{DVA})^3 = 0 \\ m_{DVA}\ddot{x}_{DVA} - b_{DVA}(\dot{X} - \dot{x}_{DVA}) - k_{DVA}(X - x_{DVA})^3 = 0 \\ m_{eq}\ddot{X}_R + b\dot{X}_R + (k_1 + k_2)X_R - k_2X = k_1X_{RB} \end{cases} \quad (11)$$

A equação (12) também pode ser representada na forma de espaços:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\alpha_1x_2 - \alpha_2x_1 + \alpha_3x_3 + \alpha_4y_{left} \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = -\beta_1x_4 - \beta_2x_3 - \beta_3x_3^3 + \beta_4x_1 + \beta_5x_7 - \beta_6(x_4 - x_6) - \beta_7(x_3 - x_5)^3 \\ \dot{x}_5 = x_6 \\ \dot{x}_6 = \delta_1(x_4 - x_6) + \delta_2(x_3 - x_5)^3 \\ \dot{x}_7 = x_8 \\ \dot{x}_8 = -\alpha_1x_8 - \alpha_2x_7 + \alpha_3x_3 + \alpha_4y_{right} \end{cases} \quad (12)$$

onde:

$$\begin{aligned} x_1 = X_L, x_3 = X, x_5 = x_{DVA}, x_7 = X_R, \alpha_1 = \frac{b}{m_{eq}}, \alpha_2 = \frac{(k_1+k_2)}{m_{eq}}, \alpha_3 = \frac{k_2}{m_{eq}}, \alpha_4 = \frac{k_1}{m_{eq}}, \beta_1 = \\ \frac{c}{M_{eq}+m_{DVA}}, \beta_2 = \frac{2k_2}{M_{eq}+m_{DVA}}, \beta_3 = \frac{k_3}{M_{eq}+m_{DVA}}, \beta_4 = \frac{k_2}{M_{eq}+m_{DVA}}, \beta_5 = \frac{k_2}{M_{eq}+m_{DVA}}, \beta_6 = \frac{b_{DVA}}{M_{eq}+m_{DVA}}, \\ \beta_7 = \frac{k_{DVA}}{M_{eq}+m_{DVA}}, \delta_1 = \frac{b_{DVA}}{m_{DVA}} \text{ e } \delta_2 = \frac{k_{DVA}}{m_{DVA}}. \end{aligned}$$

Para simulações numéricas serão considerados os parâmetros da Tabela 5:

Tabela 5 - parâmetros de simulações numéricas.

Parametros	Unit	Descrição	Valor
M	kg	Massa da cabine	[1120:1720]
m	kg	Massa do sistema de suspensão	17.5
m_{DVA}	kg	Massa do absorvedor dinâmico de vibração não linear	[5:20]
b_1	N.s/m	Coefficiente de amortecimento da suspensão	668.21
b_2	N.s/m	Coefficiente de amortecimento da cabine	2058.2
b_{DVA}	N.s/m	Coefficiente de amortecimento do absorvedor dinâmico de vibração não linear	$k_{DVA}/2$
k_1	N/m	Coefficiente de rigidez dos rolos guia	250000
k_2	N/m	Coefficiente de rigidez da suspensão	19027
k_3	N/m	Coefficiente de rigidez da mola equivalente ao movimento de inclinação da cabine	1902700
k_{DVA}	N/m	Coefficiente de rigidez do absorvedor de vibração dinâmica não linear	[50:20000]
a	m	Amplitude de excitação externa	0.01
ω	rad/s	Frequência de excitação externa	31.4159

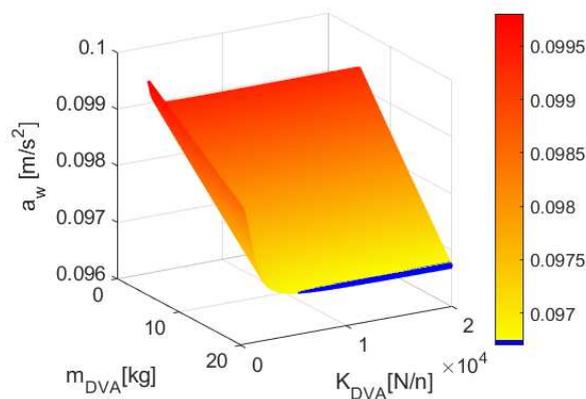
Fonte: Autoria própria (2022).

3.1.1 Simulações numéricas considerando variações nos parâmetros k_{dva} e m_{dva}

Nesta seção são apresentadas as simulações numéricas considerando os seguintes parâmetros: $m_{DVA}=[5:20]$, $k_{DVA}=[50:20000]$, $\omega=31.419$ e $M=1120$.

No Gráfico 7 é apresentada as variações da aceleração compensada (a_w) [m/s²].

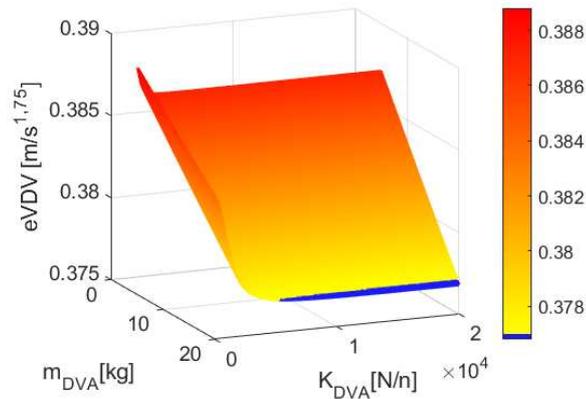
Gráfico 7 - Aceleração compensada (a_w) [m/s²].



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 8 é apresentada as variações valor dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$].

Gráfico 8 - Dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$].

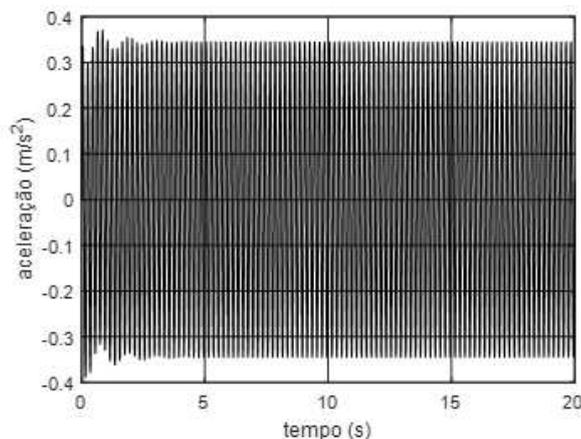


Fonte: Autoria própria (2022).

Pode ser observado nos resultados apresentados nos Gráficos 7 e 8 que, o aumento dos valores de k_{DVA} e m_{DVA} , resulta em menores valores de a_w e eVDV, significando mais conforto para os passageiros.

Considerando que foram consideradas as seguintes relações ($k_{DVA} = 2b_{DVA}$), pode-se concluir que é necessário apenas aumentar a dimensão do absorvedor de vibração dinâmico não linear para reduzir os níveis de vibração da cabine. No Gráfico 9 pode-se observar a aceleração da cabine para os parâmetros: $M = 1120$ [kg], $m_{DVA} = 5$ [kg], $k_{DVA} = 50$ [N / m] e $\omega = 31,419$ [rad / s].

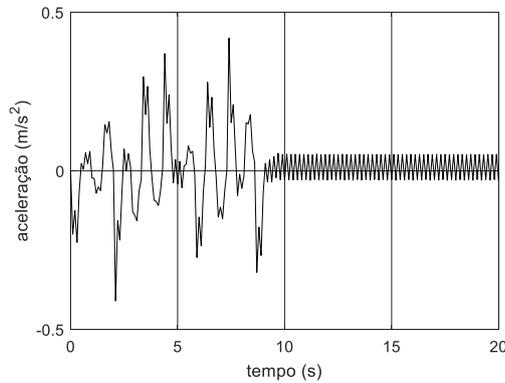
Gráfico 9 - Aceleração (m/s^2) para $m_{DVA}=5$ [kg] e $k_{DVA} = 50$ [N/m].



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 10 pode-se observar a aceleração da cabine para os parâmetros: $M=1120$ [kg], $m_{DVA} = 20$ [kg], $k_{DVA}=20000$ [N/m] e $\omega = 31,419$ [rad/s].

Gráfico 10 - Aceleração (m/s^2) para $m_{DVA}=20$ [kg] e $k_{DVA} = 2000$ [N/m].



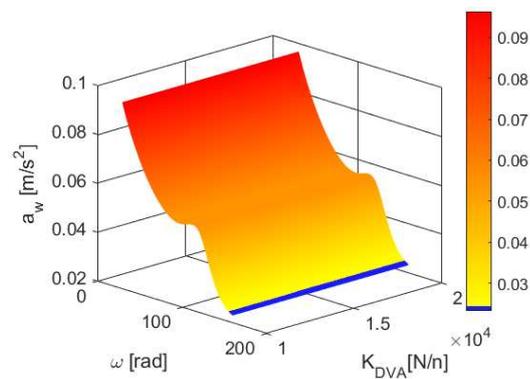
Fonte: Autoria própria (2022).

Analisando os resultados apresentados nos Gráficos 9 e 10, pode-se observar a redução da amplitude da aceleração com o aumento do valor de m_{DVA} e k_{DVA} , sendo reduzido rms da aceleração de $0,2458$ [m/s^2] para $0,2440$ [m/s^2].

3.1.2 Simulações numéricas considerando variações nos parâmetros k_{DVA} e ω

Nesta seção são apresentadas as simulações numéricas considerando os seguintes parâmetros: $m_{DVA}=20$ [kg], $M=1120$ [kg], $k_{DVA}=[50:20000]$ [N/m] e $\omega= [30 : 160]$ [rad/s]. No Gráfico 11 é apresentada as variações da aceleração compensada (a_w) [m/s^2].

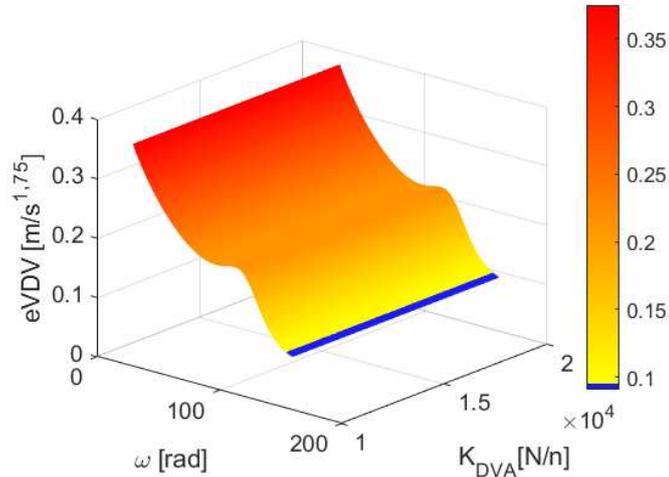
Gráfico 11 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 12 é apresentada as variações valor dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$].

Gráfico 12 - Dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$].

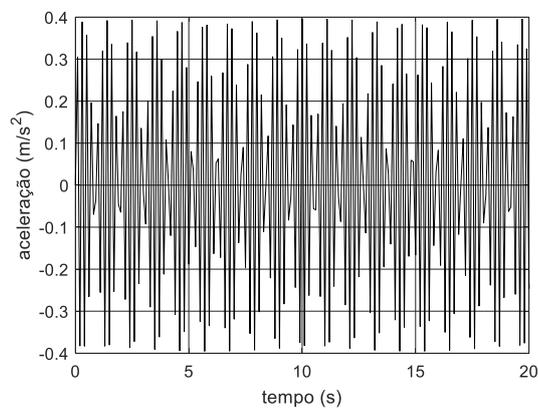


Fonte: Autoria própria (2022).

Pode-se observar nos resultados apresentados nos Gráfico 13 e Gráfico 14 que o aumento na velocidade de deslocamento vertical representado por (ω) reduziu os níveis de aceleração na cabine, proporcionando um aumento no nível de conforto do passageiro, esses resultados podem ser explicados pela relação de frequência natural da cabine e a frequência de excitação externa (ω).

No Gráfico 13 pode-se observar a aceleração da cabine para os parâmetros: $M = 1120$ [kg], $m_{DVA} = 20$ [kg], $k_{DVA} = 50$ [N / m] e $\omega = 30$ [rad / s].

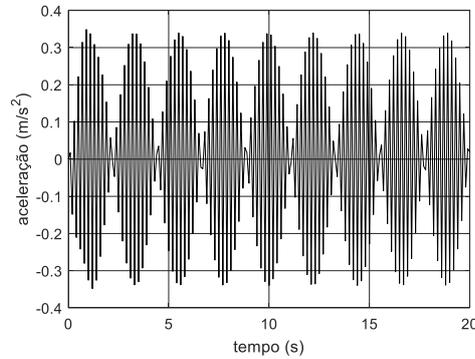
Gráfico 13 - Aceleração (m/s^2) para $k_{DVA}=50$ [N/m] e $\omega=30$ [rad/s].



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 14 pode-se observar a aceleração da cabine para os parâmetros: $M = 1120$ [kg], $m_{DVA} = 20$ [kg], $k_{DVA} = 20000$ [N/m] e $\omega = 160$ [rad/s].

Gráfico 14 - Aceleração (m/s^2) para $k_{DVA}=2000$ [N/m] e $\omega=160$ [rad/s].



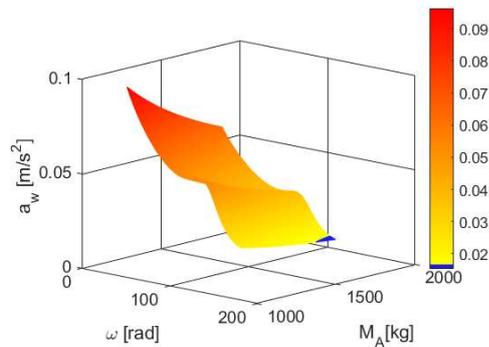
Fonte: Autoria própria (2022).

Analisando os resultados apresentados nos Gráfico 19 e 20, pode-se observar a redução da amplitude de aceleração com o aumento do valor de k_{DVA} e ω , sendo reduzido rms da aceleração de $0,2794$ [m/s^2] para $0,2398$ [m/s^2]

3.1.3 Simulações numéricas considerando variações nos parâmetros ω e m

Nesta seção são apresentadas as simulações numéricas considerando os seguintes parâmetros: $m_{DVA}=20$ [kg], $k_{DVA}=10000$ [N/m], $\omega= [30:160]$ [rad/s] e $M=[1120:1720]$ [kg]. No Gráfico 15 é apresentada as variações da aceleração compensada (a_w) [m/s^2].

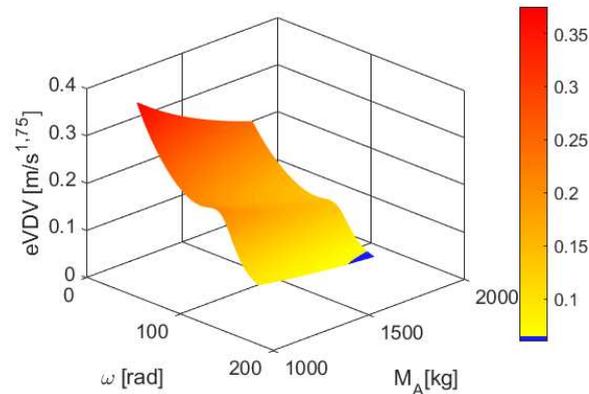
Gráfico 15 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 16 é apresentada as variações valor dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$].

Gráfico 16 - Dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$].

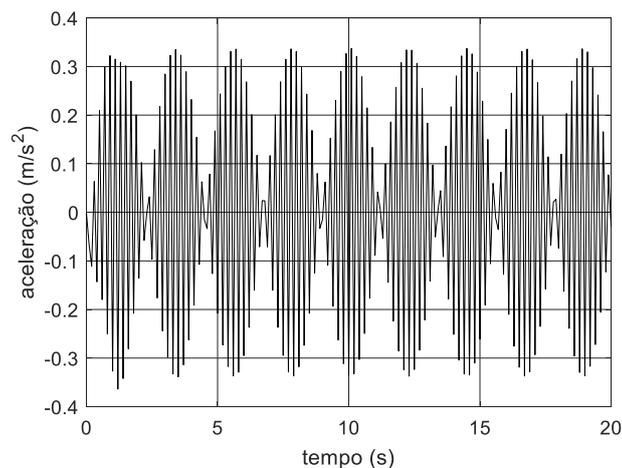


Fonte: Autoria própria (2022).

Pode-se observar nos resultados apresentados nos Gráficos 15 e 16 que o aumento da massa da cabine representado por (M_A) reduziu os níveis de aceleração na cabine, estes resultados podem ser explicados pela mudança na frequência natural da cabine.

No Gráfico 17 pode-se ver a aceleração da cabine para os parâmetros: $M = 1120$ [kg], $m_{DVA} = 20$ [kg], $k_{DVA} = 10000$ [N / m] e $\omega = 30$ [rad / s],

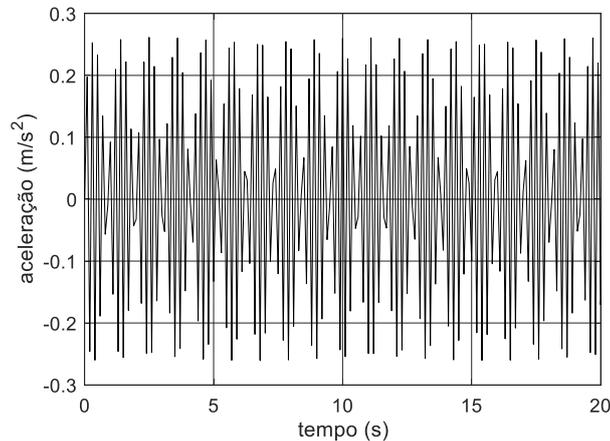
Gráfico 17 - Aceleração compensada (a_w) [m/s^2].



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 18 pode-se ver a aceleração da cabine para os parâmetros: $M = 1720$ [kg], $m_{DVA} = 20$ [kg], $k_{DVA} = 10000$ [N/m] e $\omega = 160$ [rad/s].

Gráfico 18 - Aceleração [m/s²].



Fonte: Autoria própria (2022).

Analisando os resultados apresentados nos Gráfico 29 e 30, pode-se observar a redução da amplitude da aceleração com o aumento do valor de M e ω , sendo reduzido o RMS da aceleração de $0,2383$ [m/s²] para $0,1841$ [m/s²].

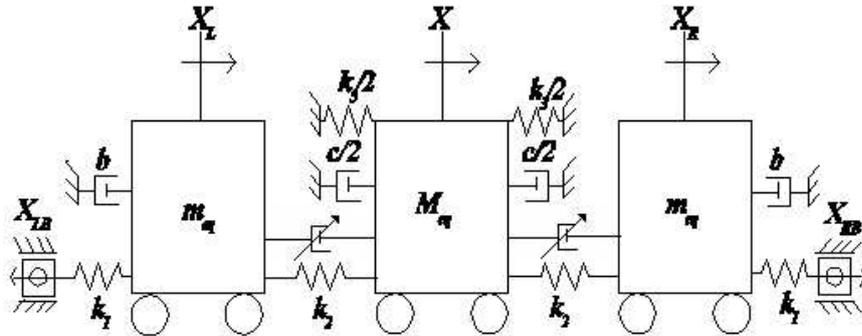
3.2 Projeto do controle ativo

Nesta seção é apresentada uma proposta de controle ativo por meio de um controle PID. Sendo consideradas três propostas para determinação do sinal de controle, a primeira considera o controle por meio do erro da aceleração lateral da cabine do elevador, a segunda considera o controle por meio do erro da velocidade lateral da cabine do elevador, e a terceira considera o controle por meio do erro do deslocamento lateral da cabine do elevador.

Neste trabalho é calculado o sinal de controle, não sendo definido um atuador específico, desta forma o atuador é considerado como genérico e que atende as necessidades do controle proposto.

Na Figura 15 é apresentado o diagrama esquemático da proposta de controle ativo.

Figura 15 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador com controle ativo.



Fonte: Autoria própria (2022).

A equação (13) que representa o movimento horizontal do elevador com o absorvedor dinâmico de vibração apresentado pela Figura 15 é dada por:

$$\begin{cases} m_{eq}\ddot{X}_L + b\dot{X}_L + (k_1 + k_2)X_L - k_2X = k_1X_{LB} + U \\ M_{eq}\ddot{X} + c\dot{X} + 2k_2X + k_3X^3 - k_2X_L - k_2X_R = -U \\ m_{eq}\ddot{X}_R + b\dot{X}_R + (k_1 + k_2)X_R - k_2X = k_1X_{RB} + U \end{cases} \quad (13)$$

A equação (14) também pode ser representada na forma de espaços:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\alpha_1x_2 - \alpha_2x_1 + \alpha_3x_3 + \alpha_4y_{left} + \eta_1U \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = -\sigma_1x_4 - \sigma_2x_3 - \sigma_3x_3^3 + \sigma_4x_1 + \sigma_5x_5 - \eta_2U \\ \dot{x}_5 = x_6 \\ \dot{x}_6 = -\alpha_1x_6 - \alpha_2x_5 + \alpha_3x_3 + \alpha_4y_{right} + \eta_1U \end{cases} \quad (14)$$

onde:

$$x_1 = X_L, x_3 = X, x_5 = X_R, \alpha_1 = \frac{b}{m_{eq}}, \alpha_2 = \frac{(k_1+k_2)}{m_{eq}}, \alpha_3 = \frac{k_2}{m_{eq}}, \alpha_4 = \frac{k_1}{m_{eq}}, \sigma_1 = \frac{c}{M_{eq}},$$

$$\sigma_2 = \frac{2k_2}{M_{eq}}, \sigma_3 = \frac{k_3}{M_{eq}}, \sigma_4 = \frac{k_2}{M_{eq}}, \sigma_5 = \frac{k_2}{M_{eq}}, \eta_1 = \frac{1}{m_{eq}} \text{ e } \eta_2 = \frac{1}{M_{eq}}.$$

3.2.1 Proposta de controle ativo utilizando um controle PID

- Controlador Proporcional (P)

O controlador proporcional, equação (15) gera uma resposta $U(t)$ proporcional ao erro $e(t)$, quanto maior for o valor do ganho proporcional (k_p), maior será a sensibilidade do sinal de atuação aos erros (STEPHANOPOULOS, 1984).

$$U(t) = k_p e \quad (15)$$

O controlador proporcional geralmente não atinge o valor de setpoint tendo uma pequena diferença chamada de offset. Em processos mais simples como controle de volume de um tanque essa diferença é pouco significativa (STEPHANOPOULOS, 1984).

- Controlador Proporcional-Integral (PI)

O controlador Proporcional-Integral é um sistema de controle que possui um termo proporcional ao erro e outro integral (OGATA, 2010).

A resposta para esse controlador é dada pela equação (16), onde k_p representa o ganho proporcional e k_i representa o ganho integrativo.

$$U(t) = k_p e + k_i \int e dt \quad (16)$$

O termo integral adicionado ao controlador corrige o offset que o controlador proporcional apresenta. O qual gera uma resposta lenta e um sinal de correção oscilatório, podendo dificultar a estabilização do processo no setpoint (STEPHANOPOULOS, 1984).

- Controlador Proporcional-Integral-Derivativo (PID)

A adição do termo derivativo no controlador PI gera o controlador PID, equação (17). A ação derivativa diminui a oscilação do sistema e acelera a ação do controlador.

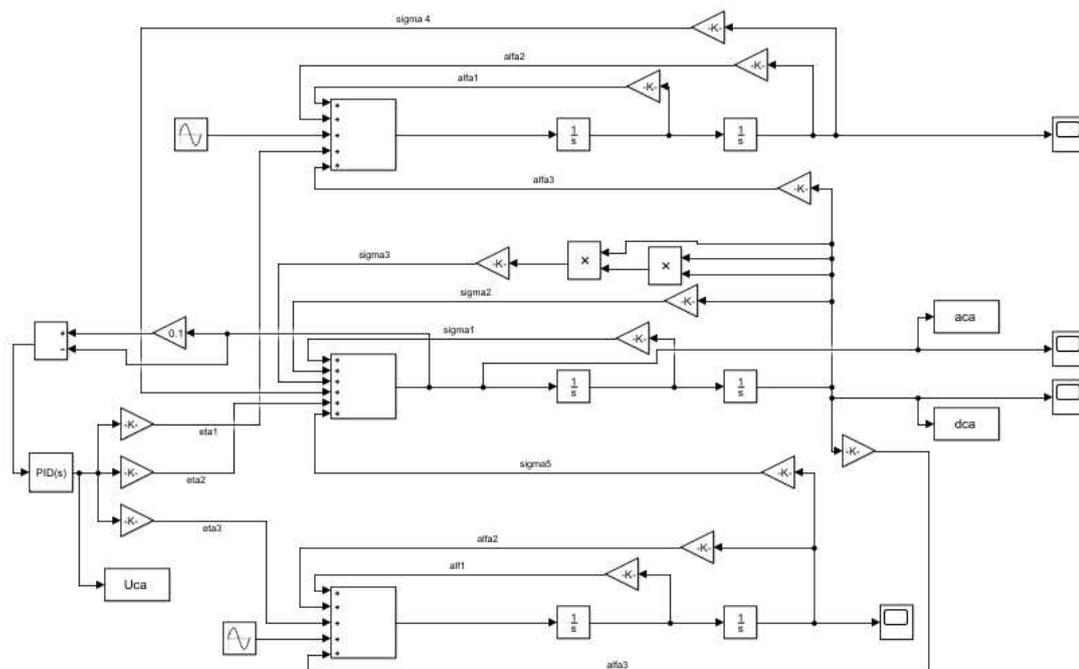
$$U(t) = k_p e + k_d \dot{e} + k_i \int e dt \quad (17)$$

onde k_d representa o ganho derivativo.

3.2.2 Proposta de controle ativo considerando o controle da aceleração

Nesta seção é apresentada a estratégia de controle ativo, considerando como desejada uma redução de 90% da aceleração da cabine, conforme a configuração do controle no diagrama de blocos do *Simulink*^R apresentado pela Figura 16.

Figura 16 - Diagrama de blocos para configuração do controle PID pela aceleração.



Fonte: Autoria própria (2022).

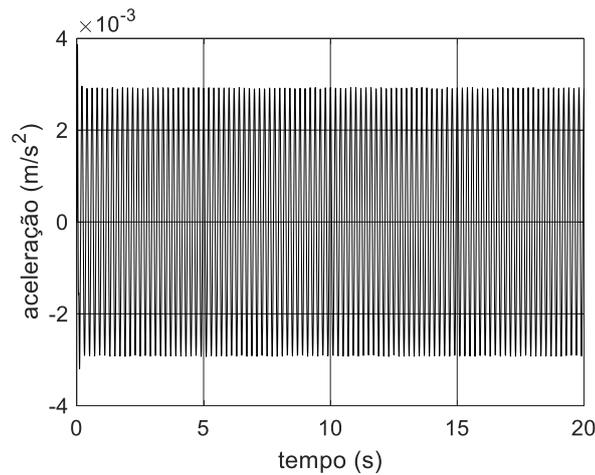
Como pode ser observado na Figura 16 o controle PID proposto considera como desejado apenas 10% a aceleração atual, buscando reduzir em 90% esta aceleração a cada integração.

Considerando o método de Ziegler Nichols e a utilização do comando “*Tuner*” do *Simulink*^R obtém-se ganhos do PID, conforme equação (18):

$$\begin{cases} k_p = 0 \\ k_d = 0 \\ k_i = -5281537.69991621 \end{cases} \quad (18)$$

No Gráfico 19 pode-se observar as variações dos níveis de aceleração que a cabine atinge, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

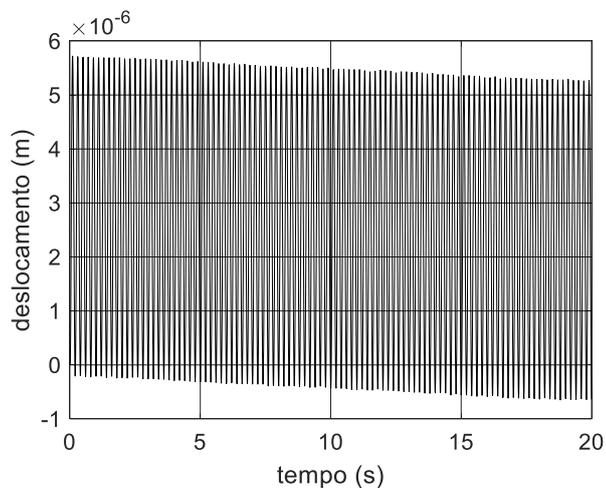
Gráfico 19 - Aceleração da cabine para controle PID pela aceleração.



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 20 pode-se observar os deslocamentos laterais da cabine, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

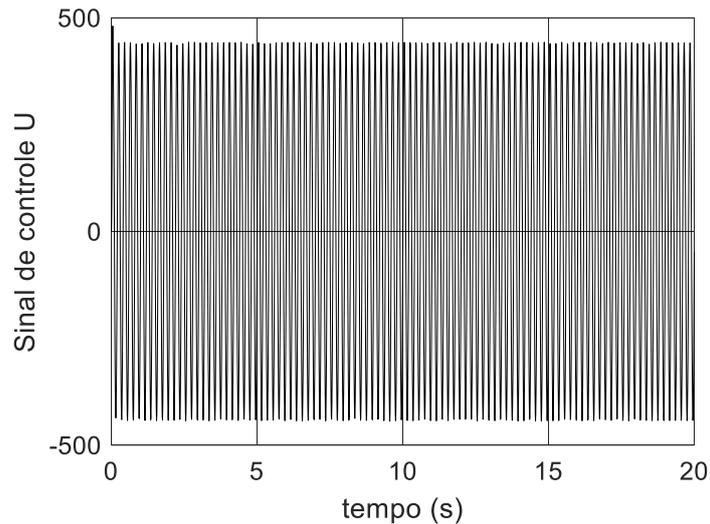
Gráfico 20 - Deslocamento da cabine para o controle PID pela aceleração.



Fonte: Autoria própria (2022).

Como pode ser observado nos resultados apresentados nos Gráficos 19 e 20 o controle pela aceleração reduziu significativamente a aceleração e o deslocamento. No Gráfico 21 é apresentado o sinal de controle utilizando.

Gráfico 21 - Sinal de controle utilizado no controle PID pela aceleração.



Fonte: Autoria própria (2022).

Como pode ser observado no Gráfico 21 é possível atingir os níveis de redução da aceleração desejado com a utilização de um sinal de controle de no máximo de $U = \pm 462,1461$. Neste trabalho não é considerado a utilização de um atuador específico, mas para o caso da utilização de um amortecedor pode ser considerado um com capacidade de $462,1461 \text{ N.s/m}$, ou para o caso de um atuador um com capacidade de $462,1461 \text{ N/m}$.

Na Tabela 6 são apresentados os principais parâmetros a serem considerados na análise da proposta de controle pela aceleração.

Tabela 6 - Parâmetros de análise do controle PID pela aceleração.

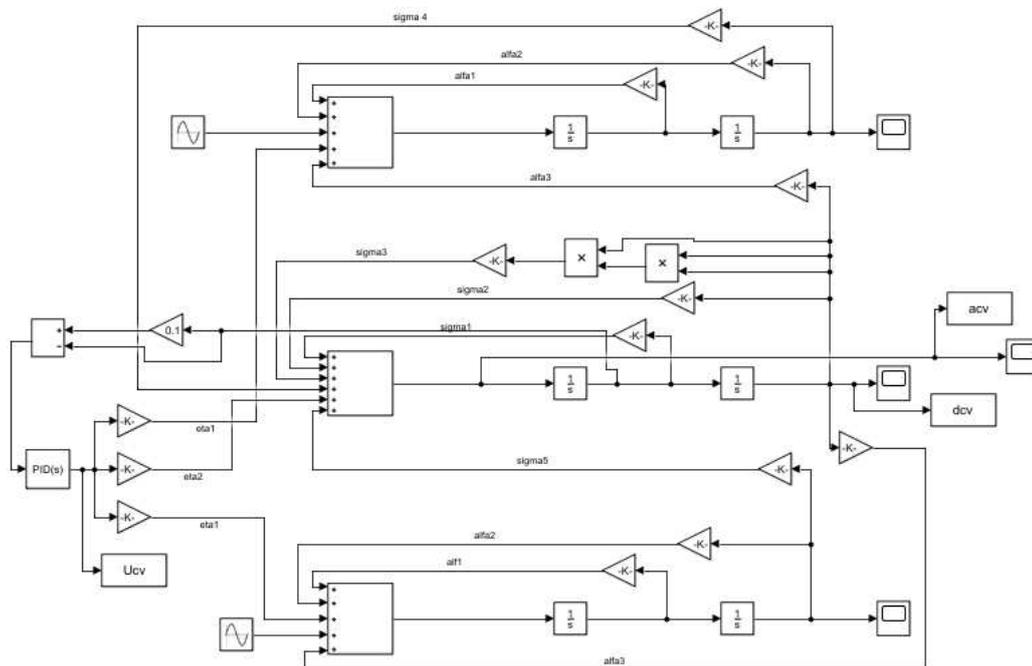
RMS da aceleração (a_{RMS}) [m/s^2]	Aceleração compensada (a_w) [m/s^2]	Dose de vibração estimada (eVDV) [$\text{m/s}^{1,75}$]	Amplitude de deslocamento [m]	Amplitude do sinal de controle U
0,002064	0,000844	0,002499	0,0000063	924,2921

Fonte: Autoria própria (2022).

3.2.3 Proposta de controle ativo considerando o controle da velocidade

Nesta seção é apresentada a estratégia de controle ativo, considerando como desejada uma redução de 90% da velocidade de deslocamento lateral da cabine, conforme a configuração do controle no diagrama de blocos do *Simulink* apresentado pela Figura 17.

Figura 17 - Diagrama de blocos para configuração do controle PID pela velocidade.



Fonte: Autoria própria (2022).

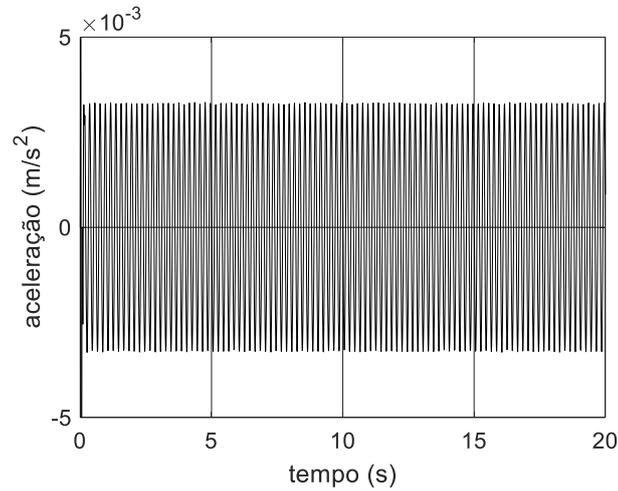
O controle PID proposto considera como desejado apenas 10% da velocidade de deslocamento lateral, buscando reduzir em 90% esta velocidade a cada integração.

Considerando o método de Ziegler Nichols e a utilização do comando “*Tuner*” do *Simulink*^R obtém-se os ganhos do PID, conforme equação (19):

$$\begin{cases} k_p = -801429.839814209 \\ k_d = 10.4242913784241 \\ k_i = -148194505.476936 \end{cases} \quad (19)$$

No Gráfico 22 pode-se observar as variações dos níveis de aceleração que a cabine atinge, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

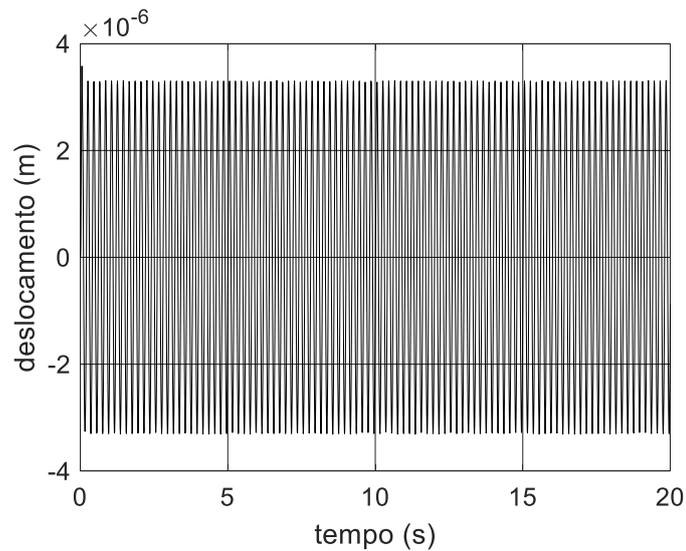
Gráfico 22 - Aceleração da cabine para controle PID pela velocidade.



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 23 pode-se observar os deslocamentos laterais da cabine, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

Gráfico 23 - Deslocamento da cabine para o controle PID pela velocidade.

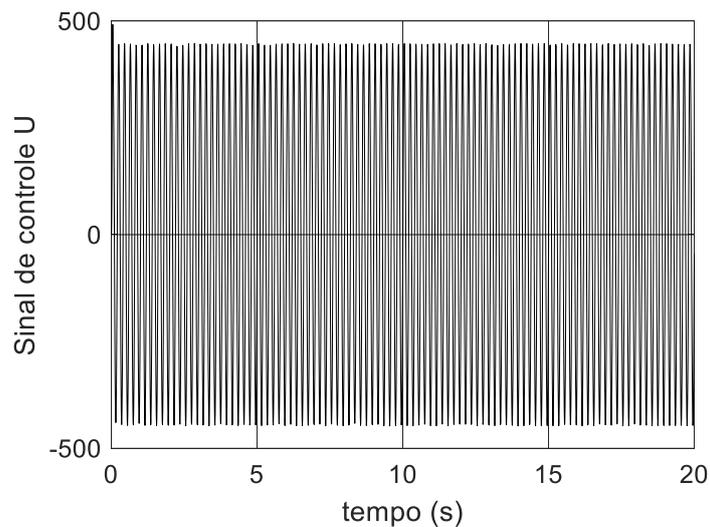


Fonte: Autoria própria (2022).

Como pode ser observado nos resultados apresentados nas Gráficos 22 e 23 o controle pela velocidade reduziu a aceleração e o deslocamento da cabine a níveis semelhantes aos obtidos pelo controle da aceleração.

No Gráfico 24 é apresentado o sinal de controle utilizado no controle pela velocidade.

Gráfico 24 - Sinal de controle utilizado no controle PID pela velocidade.



Fonte: Autoria própria (2024).

Como pode ser observado no Gráfico 24 é possível atingir os níveis de redução da velocidade desejada com a utilização de um sinal de controle de no máximo de $U=\pm 469,6918$.

Na Tabela 7 são apresentados os principais parâmetros a serem considerados na análise da proposta de controle pela velocidade.

Tabela 7 - Parâmetros de análise do controle PID pela velocidade

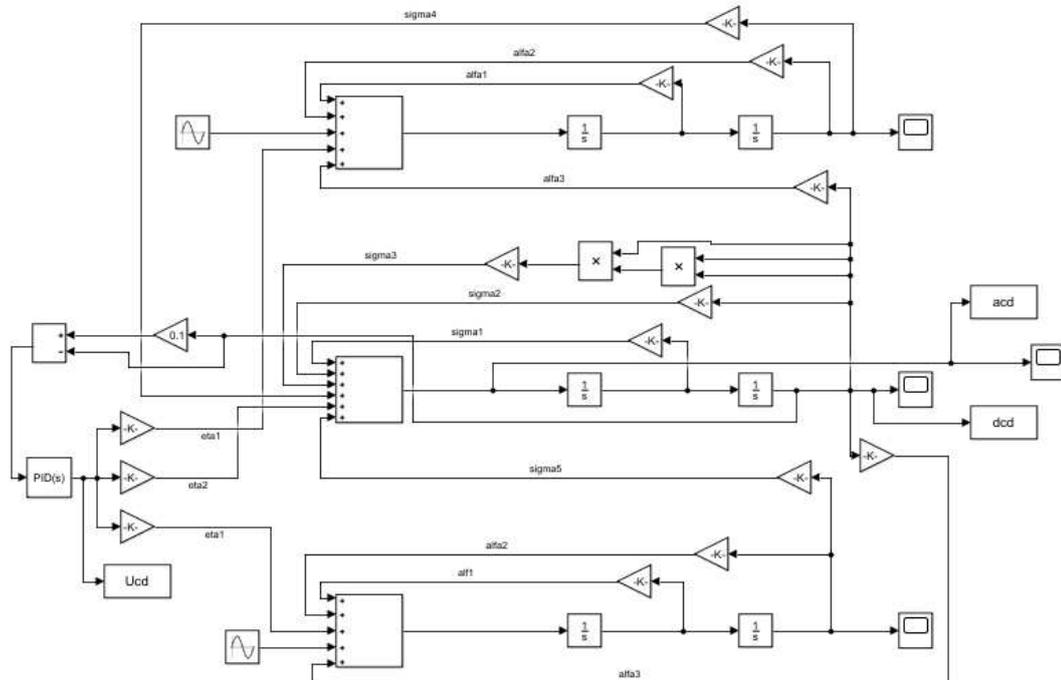
RMS da aceleração (a_{RMS}) [m/s^2]	Aceleração compensada (a_w) [m/s^2]	Dose de vibração estimada (eVDV) [$m/s^{1,75}$]	Amplitude de deslocamento [m]	Amplitude do sinal de controle U
0,002343	0,000958	0,002837	0,0000068	939,3836

Fonte: Autoria própria (2022).

3.2.4 Proposta de controle ativo considerando o controle do deslocamento

Nesta seção é apresentada a estratégia de controle ativo, considerando como desejada uma redução de 90% do deslocamento lateral da cabine, conforme a configuração do controle no diagrama de blocos do *Simulink* apresentado pela Figura 18.

Figura 18 - Diagrama de blocos para configuração do controle PID pelo deslocamento.



Fonte: Autoria própria (2022).

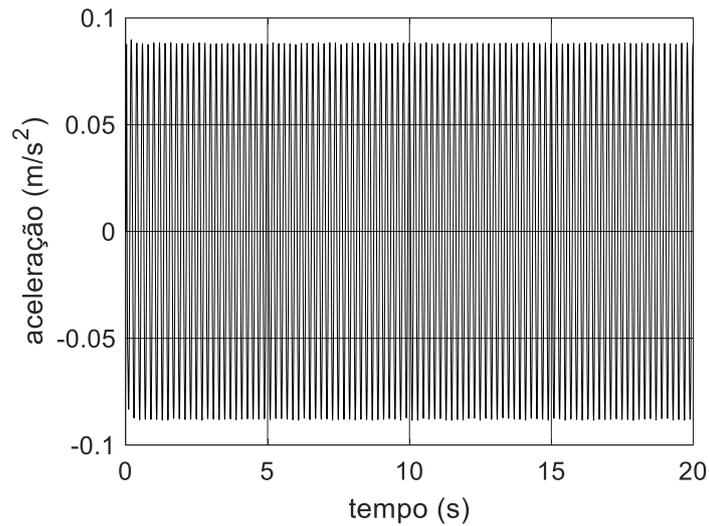
Como pode ser observado na Figura 18 o controle PID proposto considera como desejado apenas 10% do deslocamento lateral, buscando reduzir em 90% este deslocamento a cada integração.

Considerando o método de Ziegler Nichols e a utilização do comando “Tuner” do *Simulink*^R obtém-se os ganhos do PID, conforme equação (20):

$$\begin{cases} k_p = -2212575.41123764 \\ k_d = -172909.07925758 \\ k_i = -2779520.02239609 \end{cases} \quad (20)$$

No Gráfico 25 pode-se observar as variações dos níveis de aceleração que a cabine atinge, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

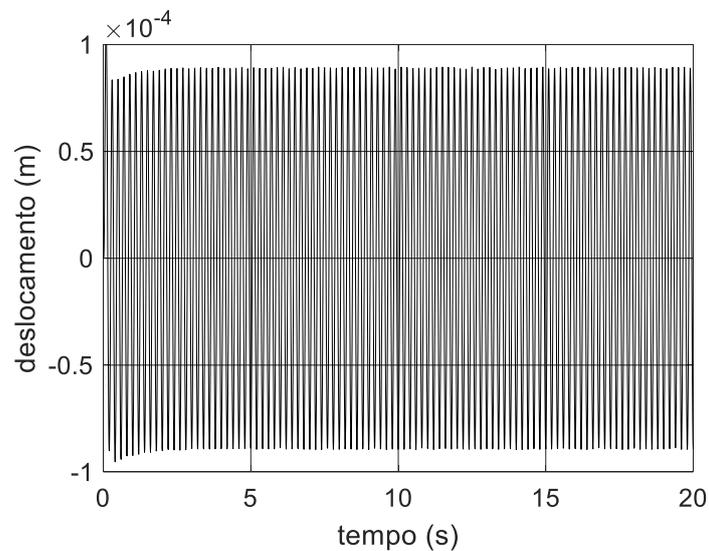
Gráfico 25 - Aceleração da cabine para controle PID pelo deslocamento.



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 26 pode-se observar os deslocamentos laterais da cabine, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

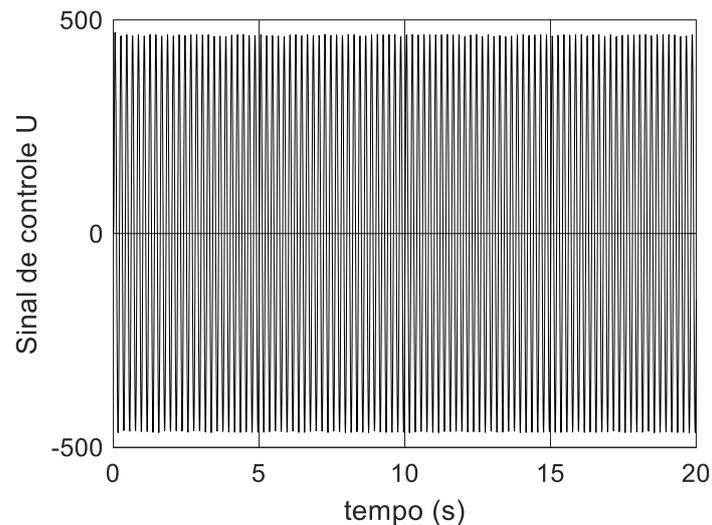
Gráfico 26 - Deslocamento da cabine para o controle PID pelo deslocamento.



Fonte: Autoria própria (2022).

Como pode ser observado nos resultados apresentados nos Gráfico 25 e 26 o controle pelo deslocamento reduziu a aceleração e o deslocamento da cabine, mas com valores superiores aos observados no controle pela aceleração e velocidade. No Gráfico 27 é apresentado o sinal de controle utilizado no controle pelo deslocamento.

Gráfico 27 - Sinal de controle utilizado no controle PID pela velocidade.



Fonte: Autoria própria (2022).

Como pode ser observado no Gráfico 27 é possível atingir os níveis de redução do deslocamento desejado com a utilização de um sinal de controle de no máximo de $U = \pm 468,1524$.

Na Tabela 8 são apresentados os principais parâmetros a serem considerados na análise da proposta de controle pelo deslocamento.

Tabela 8 - Parâmetros de análise do controle PID pelo deslocamento.

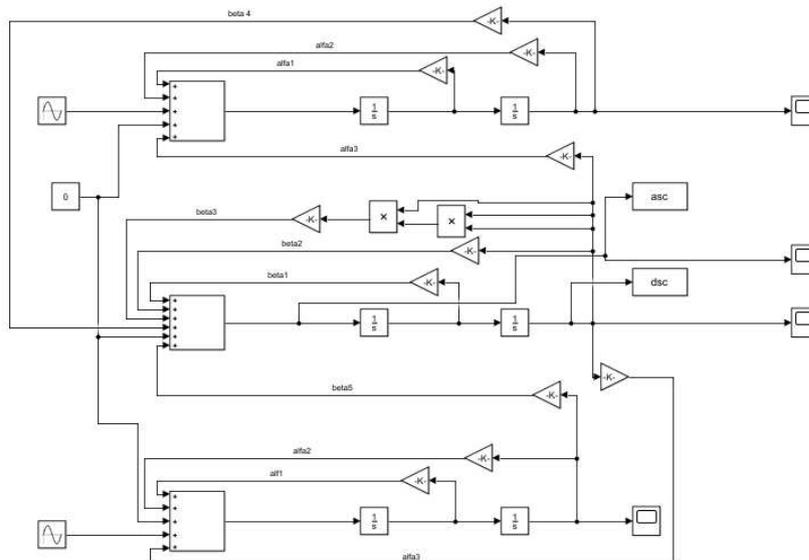
RMS da aceleração (a_{RMS}) [m/s^2]	Aceleração compensada (a_w) [m/s^2]	Dose de vibração estimada (eVDV) [$m/s^{1,75}$]	Amplitude de deslocamento [m]	Amplitude do sinal de controle U
0,062009	0,025361	0,075087	0,000204	936,3048

Fonte: Autoria própria.

3.2.5 Comparação entre as propostas de controle ativo

Nesta seção é apresentada a comparação do sistema sem controle e com as três estratégias de controle ativo consideradas. A configuração do diagrama de blocos para o sistema sem controle é apresentada pela Figura 19.

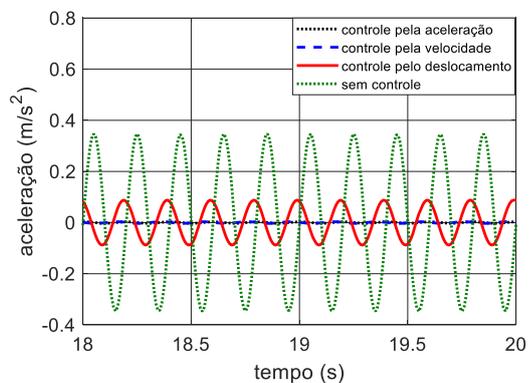
Figura 19 - Diagrama de blocos para configuração do sistema sem controle ativo.



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 28 pode-se observar as variações dos níveis de aceleração que a cabine atinge, com a variação do tempo e atuação do controle proposto.

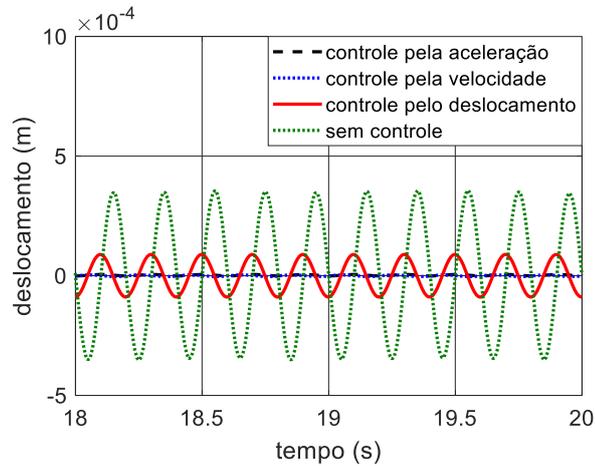
Gráfico 28 - Aceleração da cabine para sistema com controle PID e sem controle.



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 29 pode-se observar os deslocamentos laterais da cabine.

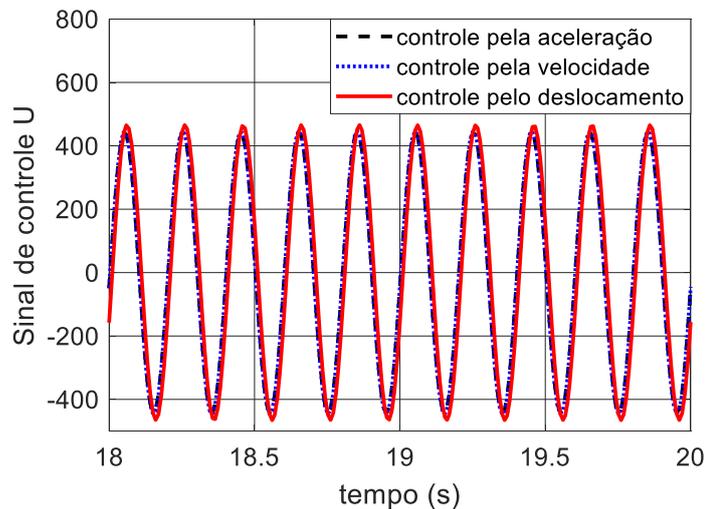
Gráfico 29 - Deslocamento laterais da cabine para sistema com controle PID e sem controle.



Fonte: Autoria própria (2022).

No Gráfico 30 é apresentado o sinal de controle utilizando nos controles propostos.

Gráfico 30 - Sinal de controle utilizado nos controles PID propostos.



Fonte: Autoria própria (2022).

Como pode ser observado no Gráfico 30 as três estratégias de controle propostas utilizaram praticamente a mesma amplitude de controle, sendo possível sua implementação para um mesmo atuador.

Na Tabela 9 são apresentados os principais parâmetros a serem considerados na análise das propostas de controle.

Tabela 9 - Parâmetros de análise dos controles propostos.

Proposta de controle/Resultados	RMS da aceleração (a_{RMS}) [m/s^2]	Aceleração compensada (a_w) [m/s^2]	Dose de vibração estimada (eVDV) [$m/s^{1,75}$]	Amplitude de deslocamento [m]
Controle pela aceleração	0,002064	0,000844	0,002499	0,0000063
Controle pela velocidade	0,002343	0,000958	0,002837	0,0000068
Controle pelo deslocamento	0,062009	0,025361	0,075087	0,000204
Sem controle	0,242328	0,099112	0,293435	0,002846

Fonte: Autoria própria (2022).

Considerando os dados apresentados na Tabela 9 a estratégia de controle que possibilitou o melhor nível de conforto aos passageiros foi o controle pela aceleração, sendo considerados os ganhos da Tabela 9 para o controle PID. Como pode ser observado que o controle considerando a aceleração ou velocidade reduzem significativamente o deslocamento, a níveis inferiores aos 10% considerados para o controle pelo deslocamento. Também pode ser observado na Tabela 9 que a redução do RMS da aceleração para o controle pela aceleração foi de aproximadamente 99,1%, esta redução é resultante da estratégia proposta que considera uma redução de 90% da aceleração do sistema controlado. Para o controle pelo deslocamento a redução foi de aproximadamente 74,41%.

Neste contexto e Kang e Sul (2000) estudaram uma estratégia de supressão de vibração para melhorar o conforto de condução de um elevador, usando compensação de feedback de aceleração da cabine. Os resultados obtidos, tanto simulados como experimentais, indicam que a variável aceleração é um parâmetro relevante nos estudos de conforto no passeio de usuários de elevadores.

Outros autores tem descrito os parâmetros envolvendo o conforto de deslocamento em viagens verticais, Wang *et al.* (2017) derivaram a parte definida e aleatória das expressões de resposta de aceleração de acordo com a teoria de perturbação, e a resposta de aceleração de vibração transversal do ponto de observação foi analisada. Mei e Chen (2009) construíram as equações dinâmicas do sistema do elevador de tração de alta velocidade, e esse comportamento de vibração foi analisado por diferentes métodos. Taplak *et al.* (2014) propuseram o preditor de rede neural adaptativa para estimar e avaliar as vibrações em sistemas de elevadores.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Analisando os resultados apresentados, pode-se observar que a inclusão do absorvedor de vibrações dinâmico não linear na cabine possibilitou a redução dos níveis de vibração, proporcionais a mais conforto para os passageiros. Como o sistema proposto é um dispositivo de absorção passiva de vibrações, seu custo é inferior ao dos sistemas ativos, o que torna sua utilização atrativa.

Os resultados também demonstraram a influência da massa total da cabine e da velocidade de deslocamento vertical do elevador. Foi possível observar que tanto o aumento da massa da cabine quanto o aumento da velocidade de deslocamento do elevador influenciam os níveis de conforto do passageiro. Esses resultados estão diretamente relacionados à frequência natural do sistema, pois ela depende diretamente da massa e da frequência de excitação. Os resultados apresentados contribuem para estudos futuros que possam considerar controles adaptativos utilizando a variação de massa e velocidade do elevador como parâmetros a serem incluídos no projeto de controle.

Os resultados numéricos apresentados demonstraram que a estratégia de controle ativo que possibilitou o melhor nível de conforto aos passageiros foi o controle pela aceleração. Sendo observado uma redução do RMS da aceleração de aproximadamente 99,1%, para o controle pela aceleração, sendo que esta redução é resultante da estratégia proposta que considera uma redução de 90% da aceleração do sistema controlado.

Como proposta de trabalhos futuros este trabalho propõem a inclusão de atuadores hidráulicos no controle ativo, determinando assim o sinal de corrente elétrica aplicado nas servo-válvulas para obter o sinal de força desejado.

REFERÊNCIAS

- ANDREW, J. P.; KACZMARCZYK, S. **Systems engineering of elevators**. E.U.A.: Yumpu, 2011.
- ANFLOR, C. T. M. **Estudo da Transmissibilidade da Vibração no Corpo Humano na Direção Vertical e Desenvolvimento de um Modelo Biodinâmico de Quatro Graus de Liberdade**. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2003.
- Arraste, X.; Kaczmarczyk, S.; Almandoz, G.; Abete, J.M. The modeling, simulation and experimental testing of the dynamic responses of an elevator system. **Mechanical Systems and Signal Processing**, p. 258-282, 2014.
- AYMAN, S. H. **Active Damping of Vibrations in Elevator Cars**. Tese de Doutorado. Swiss Federal Institute of Technology, Cairo, Arab Republic of Egypt, 1997.
- BALBINOT, A. **Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus: um enfoque no conforto e na saúde**. Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2001.
- BENOSMAN, M.; FUKUI, D. Lyapunov-based Control of the Sway Dynamics for Elevator Ropes. **American Control Conference (ACC)**, p. 329-334, 2014.
- BERANEK, L. L. **Noise and vibration control engineering, principles and applications**. U.S.A.: John Wiley & Sons, 1992.
- BS 6841. **Measurement and evaluation of human exposure to wholebody mechanical vibration and repeated shock**. British Standard Guide, 1987.
- CHANG, C. C.; LIN, C. C.; SU, W. C.; HUANG, Y. P., 2011. Direct Output Feedback Control of High-Speed Elevator Systems, *In*: Conference Sponsors: Pressure Vessels and Piping Division, Baltimore, Maryland, USA, 17-21 July 2011, **ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Conference 8: Seismic Engineering**, p. 289-296.
- COLÓN, D.; CUNHA JR, A.; KACZMARCZYK, S.; BALTHAZAR, J. M. On dynamic analysis and control of an elevator system using polynomial chaos and Karhunen-Loeve approaches. **Procedia engineering**, p. 104-124, 2017.
- FORTUNE, J. W. **Mega-High Rise elevating**. Elevator World, 1997.
- GRINFFIN, M. **Hand Book of human vibration**", U.S.A.: Academic Press, 1990.
- HERRERA, I.; SU, H.; KACZMARCZYK, S. Investigation into the damping and stiffness characteristics of an elevator car system. **Applied Mechanics and Materials**, p. 77-82, 2010.
- ISO 2631. **Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration**. International Standard, 1974.

ISO 2631-1. **Mechanical Vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part I: general requirements**. International Standard, 1997.

KACZMARCZYK, S.; ALMANDOZ, G.; ABETE, J. M. The modelling, simulation and experimental testing of the dynamic responses of an elevator system X Arrasate. **Mechanical Systems and Signal Processing**, p. 258–282, 2014.

KACZMARCZYK, S.; MIRHADIZADEH, S.; PICTON, P.; SALAMALIKI-SIMPSON, R.; TURNER, S. Modelling, simulation and experimental validation of nonlinear dynamic interactions in an aramid rope system. **ICOVP**, p. 1-10, 2013.

KACZMARCZYK, S.; OSTACHOWICZ, W. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cables. Part 1: Mathematical model. **Journal of Sound and Vibration**, p. 219-244, 2003.

KANG, J. K.; SUL, S. K. Vertical-vibration control of elevator using estimated car acceleration feedback compensation. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, p. 91-99, 2000.

KIYOSHI, T.; ARAKAWA, A.; UCHIYAMA, K.; FUJIMORI, M.; MIZUNO, K.; CAI, H. Exceptionally high fertility observed in three F1 hybrids between *Lolium multiflorum*. **Japanese Society of Grassland Science**, p. 66-72, 2004.

LIU, J.; ZHANG, R.; HE, Q.; ZHANG, Q. Study on horizontal vibration characteristics of high-speed elevator with airflow pressure disturbance and guiding system excitation. **Mechanics & Industry**, p. 305(1-11), 2019.

MAGNUSSON, M. L.; POPE, M.H.; HULSHOF, C. T.J.; BOVENZI, M. Development of a protocol for epidemiological studies of whole-body vibration and musculoskeletal disorders of the lower back. **Journal of Sound and Vibration**, p. 643-651, 1998.

MEI, D.; CHEN, Z. C. Vibration analysis of high-speed traction elevator based on guide roller-rail contact model. **Journal of Mechanical Engineering**, p. 264-270, 2009.

MEIROVITCH, L. **Methods of Analytical Dynamics**. U.S.A.: McGraw – Hill, 1970.

MITSUI, N.; NARA, T. **Analysis of horizontal quaking of high-speed elevators**. Hitachi Review, 1971.

OGATA, C. **Engenharia do Controle Moderno**. 3 ed. Prentice-Hall do Brasil, 2010.

QIU, L.; WANG, Z.; ZHANG, S.; ZHANG, L.; CHEN, J. A Vibration-Related Design Parameter Optimization Method for High-Speed Elevator Horizontal Vibration Reduction. **Shock and Vibration**, p.1269170, 2000.

SANDILO, S. H.; VAN HORSSSEN, W. T. On a cascade of autoresonances of an elevator cable system. **Nonlinear Dynamics**, p. 1613-1630, 2015.

- SANTO, D. R.; BALTHAZAR, J. M.; TUSSET, A. M.; PICCIRILLO, V.; BRASIL, M. R. L. F. On nonlinear horizontal dynamics and vibrations control for high-speed elevators. **Journal of Vibration and Control**, p. 825-838, 2016.
- SANTOS, L. C. C.; TUSSET, A. M.; JANZEN, F. C.; PICCIRILLO, V.; BALTHAZAR, J. M.; ROCHA, R. T. Fuzzy control applied in suppression of vibrations in a nonlinear lift system, *In*: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2016, Fortaleza. **CONEM 2016** Fortaleza. p. 1-8. 2016.
- TAPLAK, H.; ERKAYA, S.; YILDIRIM, Ş.; UZMAY, İ. The use of neural network predictors for analyzing the elevator vibrations. **Arabian Journal for Science and Engineering**, p. 1157-1170, 2014.
- THYSSENKRUPP, E. S. **Manuais Tecnicos da ThyssenKrupp Elevadores AS**. Informações Técnicas Utilizadas em Manuais Internos da TKE. 2006.
- TUSSET, A. M.; SANTO, D. R.; BALTHAZAR, J. M.; PICCIRILLO, V.; SANTOS, L. C. C.; BRASIL, M. R. L. F. Active Vibration Control of an Elevator System Using Magnetorheological Damper Actuator. **International Journal of Nonlinear Dynamics and Control**, p. 114-131. 2017.
- VENKATESH, S. R.; CHO, Y. M.; KIM, J. Robust control of vertical motions in ultra-high rise elevators. **Journal of Control Engineering Practice**, p. 121-132. 2002.
- WANG, C.; ZHANG, R. J.; ZHANG, Q. **Analysis of transverse vibration acceleration for a high-speed elevator with random parameter based on perturbation theory**. **The International Journal of Acoustics and Vibration**, p. 218-223, 2017.
- WASSERMAN, D. E. **Human aspects of occupational vibration**. U.S.A.: Elsevier Science Publishers, 1987.
- WOLLSTROM, M. **Internal Noise and Vibration in Railway Vehicles-A Pilot Study**. Report of Department of Vehicle Engineering Royal Institute of Technology, Stockolm. 1988.
- YANG, D. H.; KIM, K. Y.; KWAK, M. K.; LEE, S. Dynamic modeling and experiments on the coupled vibrations of building and elevator ropes. **Journal of Sound and Vibration**, p.164-191, 2017.
- YANG, S.; LYNN, M. More Evidence Challenging the Robustness and Usefulness of the Attraction Effect. **Journal of Marketing Research**, p. 508-513, 2014.
- ZHANG, Q.; YANG, Z.; WANG, C.; YANG, Y.; ZHANG, R. Intelligent control of active shock absorber for high-speed elevator car. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, p. 3804-3815, 2019b.
- ZHANG, R., WANG, C., ZHANG, Q. Response analysis of the composite random vibration of a high-speed elevator considering the nonlinearity of guide shoe. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, p. 1-10, 2018.

ZHANG, R.; WANG, C.; ZHANG, Q.; LIU, J. Response analysis of non-linear compound random vibration of a high-speed elevator. **Journal of Mechanical Science and Technology**, p.51-63, 2019a