

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Dissipador de Vibrações com Características
Pseudoelásticas para Bagageiros de Bicicletas de Entrega**

Gabriel da Cunha de Souza

Victor Hugo da Cruz Blal

Victor Müller Pereira Rufino

Orientador: Prof. Pedro Manuel Calas Lopes
Pacheco.

Coorientador: Prof. Arthur Adeodato

Rio de Janeiro

2022

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Dissipador de Vibrações com Características
Pseudoelásticas para Bagageiros de Bicicletas de Entrega**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do DEMEC, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Pedro Manuel Calas Lopes
Pacheco

Coorientador: Prof. Arthur Adeodato

Rio de Janeiro

2022

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S729 Souza, Gabriel da Cunha de
Dissipador de vibrações com características Pseudoelásticas para
bagageiros de Bicicletas de Entrega / Gabriel da Cunha de Souza,
Victor Hugo da Cruz Blal [e] Victor Müller Pereira Rufino. — 2022.
93f. + apêndice : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2022.

Bibliografia : f. 88-93

Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

Coorientador: Arthur Adeodato

1. Engenharia mecânica. 2. Ligas com memória de forma. 3.
Bicicletas. 4. Elasticidade. I. Blal, Victor Hugo da Cruz. II. Rufino,
Victor Müller Pereira. III. Pacheco, Pedro Manuel Calas Lopes
(Orient.). IV. Adeodato, Arthur (Coorient.). V. Título.

CDD 621

RESUMO

Dada alta demanda de entregas por aplicativo e as crescentes preocupações com o meio ambiente, há uma clara tendência de substituição de motocicletas por bicicletas. Conquanto, observa-se uma redução na integridade dos alimentos transportados, muito por conta do natural movimento do corpo ao pedalar, induzindo vibrações na mochila de transporte durante o trajeto, além de que o peso da mochila, suportado pelas costas do condutor, pode acarretar problemas posturais. Dessa forma, o uso de um bagageiro permite solucionar parcialmente o problema, já que os obstáculos enfrentados no percurso passarão a afetar a integridade do alimento, tem-se então de buscar uma solução que reduza as magnitudes de deslocamento, velocidade e aceleração, a fim de preservar a carga transportada. A solução proposta considera a instalação de um dispositivo compacto que utiliza fios pseudoelásticos de ligas com memória de forma nos bagageiros de bicicletas convencionais. Estes materiais possuem a capacidade de dissipar energia e alterar o módulo de elasticidade em função de um processo de transformação de fase induzida por tensão. O dispositivo foi dimensionado a partir dos resultados obtidos por meio de modelos analíticos e simulações numéricas, buscando analisar a eficiência dele frente a diferentes tipos de obstáculos e percursos que pretendem simular a realidade.

Palavras-chave: ligas com memória de forma, bicicletas, pseudoelasticidade, bagageiros, amortecimento

ABSTRACT

Given the high demand for app delivery and growing concerns about the environment, there is a clear shift from motorcycles to bicycles. However, there is a reduction in the integrity of the transported food, due to the natural movement of the body when pedaling, inducing vibrations in the transport backpack during the journey, in addition to the fact that the weight of the backpack, supported by the driver's back, can lead to postural problems. The use of a luggage rack allows a partial solution to the problem, since the obstacles faced on the route will affect the integrity of the food, it is then necessary to seek a solution that reduces the magnitudes of displacement, speed, and acceleration, to preserve the transported cargo. The proposed solution considers the installation of a compact device that uses pseudoelastic wires of shape memory alloys in the racks of conventional bicycles. These materials can dissipate energy and change the modulus of elasticity because of a voltage-induced phase transformation process. The device was dimensioned from the results obtained through analytical models and numerical simulations, seeking to analyze its efficiency against distinct types of obstacles and routes that intend to simulate reality.

Keywords: SMA, bicycles, pseudoelasticity, bike racks, damping

SUMÁRIO

Capítulo I	10
1. INTRODUÇÃO	10
1.1. MOTIVAÇÃO	10
1.2. JUSTIFICATIVA	11
1.3. OBJETIVOS	11
1.4. METODOLOGIA	11
1.5. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	12
Capítulo II	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. VIBRAÇÕES MECÂNICAS	13
2.1.1. Rigidez	15
2.1.2. Frequências Naturais	15
2.1.3. Excitação de Base e Frequências de Excitação	15
2.1.4. Ressonância	16
2.1.5. Amortecimento	16
2.1.5.1. Fração de amortecimento e amortecimento crítico	16
2.1.5.2. Amortecedores convencionais	17
2.1.5.3. Amortecimento histerético	19
2.1.5.4. Amortecimento equivalente	20
2.2. RMS	22
2.3. LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA	23
2.3.1. Características das Ligas com Memória de Forma	24
2.3.2. Temperatura de Ativação das LMF	26
2.3.3. Efeito de memória de forma	27
2.3.4. Efeito Pseudoelástico	27
2.2.4.1. Comportamento ao carregamento cíclico	29

2.2.4.2. Problema da fadiga funcional	30
2.3.5. LMF Pseudoelásticas Austeníticas e Martensíticas	30
2.3.6. Aplicações Convencionais e Potenciais das LMF	31
2.4. ATENUADORES DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO LMF PSEUDOELÁSTICAS	33
2.4.1. Tipos de Controles de Vibrações Utilizando LMF	33
2.4.2. Estado da Arte	34
2.4.3. Patentes na Área	35
2.5. CONTROLE ADAPTATIVO DE VIBRAÇÃO	36
Capítulo III	38
3. PARÂMETROS INICIAIS	38
3.1. DESCRIÇÃO DA BICICLETA	38
3.1.1. Rigidez dos Raios	39
3.1.2. Rigidez do Aro	43
3.1.3. Pneu da Bicicleta	47
3.1.4. Roda da Bicicleta	47
3.2. EXCITAÇÃO DE BASE	48
3.2.1. Obstáculo Padrão	49
3.2.2. Excitação Periódica	49
3.2.3. Simulação de Superfícies Reais	50
3.3. O DISPOSITIVO	52
Capítulo IV	55
4. MODELAGEM	55
4.1. SEM DISPOSITIVO	55
4.2. COM DISPOSITIVO	56
Capítulo V	63
5. MÉTODO ANALÍTICO	63
5.1. EQUACIONAMENTO GERAL DE MOVIMENTO	63

5.2. DETERMINAÇÃO DO FIO DE LMF	65
CAPÍTULO VI	68
6. CONSOLIDAÇÃO DE PARÂMETROS	68
CAPÍTULO VII	71
7. MÉTODO NUMÉRICO	71
7.1. IMPLEMENTAÇÃO	71
7.2. VERIFICAÇÃO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA	74
CAPÍTULO VIII	76
8. RESULTADOS	76
8.1. RESPOSTA DO SISTEMA AO OBSTÁCULO PADRÃO	76
8.2. RESPOSTA DO SISTEMA A UM OBSTÁCULO HARMÔNICO	78
8.3. RESPOSTA DO SISTEMA A PERCUSOS IRREGULARES	83
CAPÍTULO IX	87
9. CONSIDERAÇÕES FINAIS	87
BIBLIOGRAFIA	88
APÊNDICES	94
APÊNDICE A – Código do Modelo Analítico em MATLAB	94
APÊNDICE B – Código do Principal do Modelo Numérico em MATLAB	103
APÊNDICE C – Código para a Análise do Modelo Numérico em MATLAB	106
APÊNDICE D – Desenhos Técnicos	118

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Fluxograma da metodologia adotada.	12
Figura 2- Representação simplificada de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, submetido a um carregamento de base	14
Figura 3- Sistema de amortecimento veicular ao passar por um obstáculo (DANA, 2020)	17
Figura 4- Dispositivo de amortecimento hidráulico (DANA, 2020)	18
Figura 5- Sistema de amortecimento tipo garfo. (PALMER, 2010)	19
Figura 6- Loop de histerese (RAO <i>et. al.</i> , 2008)	20
Figura 7- Energia dissipada em um ciclo histerético oriundo de um experimento em vibração harmônica. (CHOPRA, 2007)	21
Figura 8- Curva tensão-deformação para os efeitos de memória e forma e de pseudoelasticidade (HUANG <i>et. al.</i> , 2016)	24
Figura 9- Demonstração esquemática ilustrativa do efeito pseudoelástico (ZIÓŁKOWSKI, 2015)	24
Figura 10- (1) Deformação plástica; (2) Pseudoelasticidade; (3) Efeito de memória de forma (HUANG <i>et. al.</i> , 2016)	25
Figura 11 - Superelasticidade x Memória de Forma (SIMÕES, 2015)	26
Figura 12- Princípio de funcionamento das LMF (SIMIRIOTIS <i>et. al.</i> , 2021)	27
Figura 13- Gráfico tensão-temperatura das LMF (KIM <i>et. al.</i> , 2017)	28
Figura 14- Curva tensão-deformação pseudoelástica das LMF (PARULEKAR <i>et. al.</i> , 2010)	29
Figura 15- Influência do número de ciclos no laço de histerese das LMF (PARULEKAR <i>et. al.</i> , 2010)	30
Figura 16- Curvas tensão-deformação de uma liga austenítica e uma convencional martensítica (ZAMBELLI <i>et. al.</i> , 2021)	31
Figura 17- Chevrons de Geometria Variável, compostos por três atuadores de NiTi cada, instalados em um motor a jato do avião GE-115B (CALKINS, 2006)	32
Figura 18- Pneu com roda composta de liga com memória de forma aplicado em Rovers desenvolvidos pela NASA (ZAMBELLI <i>et. al.</i> , 2021)	33
Figura 19- Representação dos diferentes tipos de controle de vibração: (a) Sistema passivo; (b) Sistema semiativo; (c) Sistema ativo (Mayer, 2018)	34
Figura 20- Representação do dispositivo de controle de vibrações capaz de autocentragem desenvolvido por Volodymyr <i>et. al.</i> (2022)	34
Figura 21- Dispositivo de controle de vibrações proposto por Falahian <i>et. al.</i> (2021)	35

Figura 22- Número de patentes registradas por ano de tecnologias de dissipação de vibrações utilizando LMF (LENS, 2022)	36
Figura 23: Dissipação de energia no efeito pseudoelástico (ARAUJO, 2021)	37
Figura 24- Representação da bicicleta equipada com os acessórios e suas dimensões principais	38
Figura 25- Conjunto de raios presos ao aro	39
Figura 26- Diagrama de corpo livre para um aro (MINGUEZ, 2008)	40
Figura 27 – Representação da deformação da roda	42
Figura 28- Representação da aplicação do carregamento na roda	44
Figura 29- Modelo 1/4 de aro (MINGUEZ, 2008)	45
Figura 30- Área de seção transversal do aro	46
Figura 31- Representação de uma associação em série	48
Figura 32- Obstáculo padrão definido em Buarque (2004)	49
Figura 33- Excitação de base periódica	50
Figura 34- Perfil da via urbana asfaltada	51
Figura 35- Perfil da via urbana com paralelepípedos	51
Figura 36- Vista explodida do bagageiro com o dispositivo	52
Figura 37- Modelo simplificado de bicicleta sem dispositivo de LMF	55
Figura 38- Modelo Massa-Mola-Amortecedor simplificado	56
Figura 39- Modelo simplificado de bicicleta com dispositivo de LMF	57
Figura 40- Representação detalhada do ponto de interesse na bicicleta	59
Figura 41- Diagrama de corpo livre do sistema equivalente com dispositivo	60
Figura 42- Sistema equivalente com dispositivo	62
Figura 43- Relação entre a temperatura de transformação de fase e a composição da liga de Ni-Ti (WIKIPEDIA, 2022)	66
Figura 44- Curvas de aceleração obtidas nos métodos analítico e numérico	75
Figura 45- Erro relativo entre os resultados obtidos nos métodos analítico e numérico	75
Figura 46- Resposta do sistema com e sem dispositivo ao obstáculo padrão para uma velocidade de 20 km/h. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade	77
Figura 47- Aceleração máxima no regime transiente do sistema com e sem dispositivo ao obstáculo padrão	78
Figura 48- Exemplos de respostas do sistema a um obstáculo harmônico em RMS no domínio do tempo. Em (a) para 20 km/h e em (b) para 5 km/h	79

Figura 49- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Harmônico de Perfil Asfaltado. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade	80
Figura 50- Acelerações máximas permissíveis por faixas de frequência (Costa et. al., 2021)	81
Figura 51- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Harmônico de Perfil com Paralelepípedos. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade	81
Figura 52- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Irregular de Perfil Asfaltado. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade	84
Figura 53- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Irregular de Perfil com Paralelepípedos. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características aproximadas de diferentes tipos de pista (X-ENGINEER, 2022)	50
Tabela 2- Características da LMF adotada (ADEODATO, 2021)	65
Tabela 3- Parâmetros da bicicleta	68
Tabela 4- Dimensões da bicicleta	68
Tabela 5- Dimensões do obstáculo padrão adotado	68
Tabela 6- Parâmetros da roda	69
Tabela 7- Parâmetros para análise numérica	69
Tabela 8- Parâmetros para modelagem com LMF	70
Tabela 9- Altura e comprimento considerados em cada termo para o perfil com paralelepípedo	72
Tabela 10- Altura e comprimento considerados em cada termo para o perfil asfaltado	73
Tabela 11- Velocidades da Bicicleta com Maior Desempenho do Dispositivo Estudado	82
Tabela 12- Velocidades da Bicicleta com Pior Desempenho do Dispositivo Estudado	83
Tabela 13- Frequências do percurso asfalto sem dispositivo	85
Tabela 14- Frequências do percurso asfalto sem dispositivo	86

CAPÍTULO I

1. INTRODUÇÃO

A contemporaneidade trouxe consigo alguns aspectos de comodidade que acabaram se impregnando no cotidiano popular, um claro exemplo desse efeito são os aplicativos de *delivery* de alimentos. Com isso, popularizou-se uma profissão que vem sendo essencial para esse movimento, a de entregador, historicamente descritos como “motoboys”. Muitos desses ainda optam conduzir motocicletas, veículo que vem gradativamente sendo substituído pelas bicicletas. Parte disso se deve ao planejamento de empresas para promoção de práticas alinhadas com as atuais diretrizes de ESG¹, exemplo disso é a recente tendência de aplicativos de entrega oferecerem aos seus entregadores planos para aluguel de bicicletas a custos muito inferiores ao de se comprar e manter uma motocicleta.

Fazer entregas com bicicletas é, de fato, mais econômico, mais sustentável e mais prático. No caso de entregadores eventuais, contudo, isso pode apresentar algumas desvantagens. Uma das principais delas é carregar a mochila térmica nas costas, alia-se a isso, as longas jornadas de trabalho, quem podem acarretar problemas, tais quais: escoliose, hiperlordose, compressão de estruturas nervosas e principalmente a hérnia de disco (FERST, 2003). Nesse sentido, um dispositivo que permita facilitar o uso de bagageiros em bicicletas viria a contribuir com esse atual cenário.

1.1. MOTIVAÇÃO

Tomando-se por premissa o uso de bicicletas para entregas, há alguns pontos interessantes a serem analisados. Ao contrário das motos, em que o piloto se mantém razoavelmente parado enquanto pilota, ao pedalar há um natural movimento do corpo de um lado para o outro, movimento esse que acaba sendo transmitido à mochila térmica que o ciclista carrega. Soma-se a isso, a ausência de amortecedores nas bicicletas comuns, sendo os pneus os grandes responsáveis por dissipar vibrações, o que muitas vezes pode ser insuficiente.

¹ Sigla para *Environmental, Social and Governance* – conceito que traduz as preocupações com boas práticas ambientais, sociais e de governança nas organizações.

Os bagageiros convencionais, apesar de preservarem a integridade dos alimentos, por conta de a carga não sofrer mais os movimentos naturais do pedalar, continuam sofrendo os efeitos vibratórios causados principalmente pelas irregularidades do solo. Nesse sentido, um dispositivo que permitisse que houvesse uma maior dissipação poderia mitigar os dois problemas citados.

1.2. JUSTIFICATIVA

Observada toda a problemática descrita, o dispositivo possibilitará uma preservação da integridade dos alimentos, além de retirar dos entregadores a necessidade de carregar as mochilas térmicas nas costas.

O uso de uma liga com memória de forma, por sua vez, se dá a fim de garantir que o dispositivo tenha uma boa capacidade dissipativa e que ao mesmo tempo seja compacto e leve o suficiente, fornecendo condições necessárias à aplicação pretendida.

1.3. OBJETIVOS

O trabalho pretende detalhar as premissas adotadas e demonstrar toda a concepção do dispositivo, comparando-se, ao final, o desempenho de um bagageiro comum com o aqui estudado, em termos de dissipação de vibrações, por meio de métodos analíticos e numéricos, estimando-se, assim, a eficiência do dispositivo no que se propõe.

1.4. METODOLOGIA

Fez-se uso de artigos científicos e livros-texto especializados em vibrações mecânicas e ciências dos materiais. A concepção do projeto será feita preliminarmente de maneira analítica, seguindo métodos já consagrados, tais como modelos de vibrações mecânicas e mecânica dos sólidos. Posteriormente, realizar-se-á simulações numéricas por meio de softwares de engenharia, a fim de compreender o comportamento dinâmico do dispositivo. O fluxograma mostrado na Figura 1 apresenta o detalhamento da metodologia adotada.

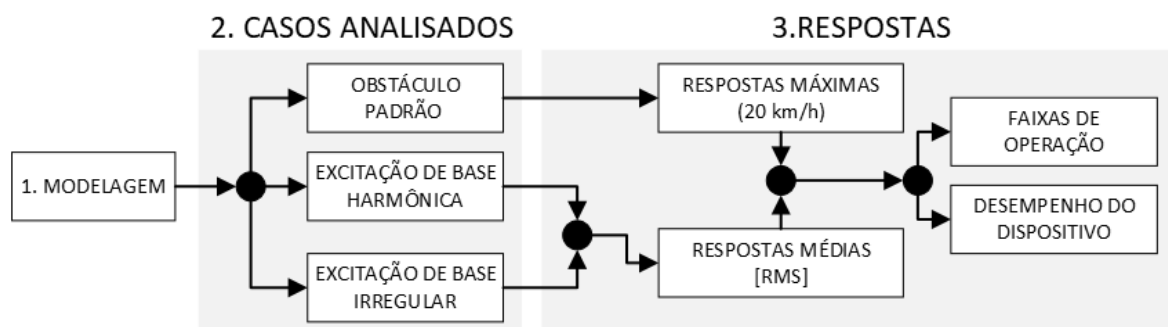


Figura 1- Fluxograma da metodologia adotada.

1.5. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho é desenvolvido ao longo de 9 capítulos, sendo um deles a introdução. O Capítulo 2 contém toda a fundamentação teórica, com a revisão bibliográfica usada como base para o estudo. No Capítulo 3 são resumidos os parâmetros iniciais da bicicleta adotada e se define as excitações de base e o conceito do dispositivo. Em seguida, no Capítulo 4, modela-se o sistema, tanto em uma abordagem simplificada, quanto com o dispositivo com LMF. Após a modelagem, torna-se possível prosseguir com o método analítico ao longo do Capítulo 5, que define os parâmetros necessários para o estudo, resumidos ao longo do Capítulo 6. Definidos os parâmetros, parte-se para o método numérico ao longo do Capítulo 7, definindo-se a implementação do modelo ao código e verificando de acordo com o método analítico. Em seguida têm-se os resultados todos no penúltimo capítulo com conclusões pontuais e, por fim, as considerações finais do estudo. Os códigos numéricos desenvolvidos e os desenhos técnicos elaborados são apresentados anexos.

CAPÍTULO II

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presente seção embasará teoricamente o trabalho como um todo, descrevendo os conceitos de vibrações mecânicas e ciências dos materiais, importantes para a modelagem do sistema estudado. Sobretudo no que tange às ligas com memória de forma, ponto focal do trabalho.

2.1. VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Entende-se por vibração mecânica um movimento de uma partícula ou de um corpo que oscila em torno de uma posição de equilíbrio. Em geral, ela surge quando um sistema é deslocado da sua posição de equilíbrio estável. As vibrações podem ser classificadas como livres, forçadas, não amortecidas ou amortecidas (RAO, 2008).

Na realidade, os sistemas ditos conservativos praticamente não existem, na prática, toda vibração pode ser entendida como amortecida, em maior ou menor grau, por conta da atuação do atrito e de outros tipos de dissipação energética (RAO, 2008). Mas, geralmente, esse amortecimento tende a não ser compatível com as exigências de parte das aplicações, inclusive a abordada neste trabalho, havendo a necessidade de se aumentar o grau de amortecimento, para que o sistema pare de oscilar mais rapidamente. Dessa forma, as principais variáveis a serem consideradas na modelagem de um sistema submetido a vibrações mecânicas: a rigidez e o amortecimento.

Em um primeiro momento, ainda sem a liga com memória de forma (LMF), o sistema pode ser modelado por meio da Equação geral de governo, que relaciona a massa, a rigidez, o amortecimento e o forçamento a que o sistema se sujeita, como mostra a Equação (1), em que m é a massa, k representa a rigidez, b o amortecimento e F uma excitação de base, caso haja.

Um sistema massa-mola-amortecedor será usado posteriormente para modelar simplificadaamente, para um grau de liberdade, o comportamento de um sistema mecânico contínuo, por meio de uma abordagem discreta.

A Figura 2 ilustra um modelo com um grau de liberdade composto por uma massa m suspensa submetida a uma vibração de base e a um carregamento externo $F(t)$. A massa está conectada à base através de uma mola elástica, de rigidez k , e um elemento de dissipação viscosa, com uma constante de amortecimento b . A coordenada $x(t)$ representa o referencial de posição da massa e $y(t)$ é o referencial da posição da base sistema em relação a uma posição fixa.

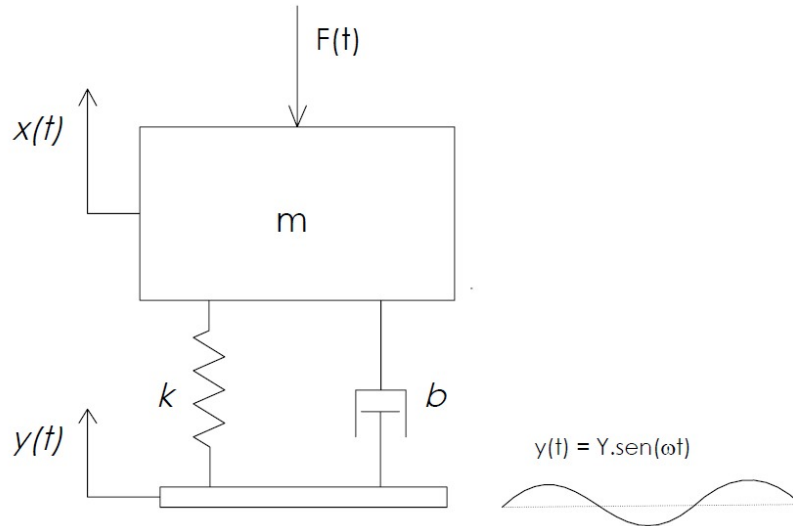


Figura 2- Representação simplificada de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, submetido a um carregamento de base

A Equação do movimento para o sistema massa-mola-amortecedor pode ser escrita como:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = b\dot{y}(t) + ky(t) + F(t) \quad (1)$$

onde \dot{x} e \ddot{x} representam, respectivamente, a primeira e a segunda derivada da posição em relação ao tempo. Além disso, $y(t)$ e $\dot{y}(t)$ são o deslocamento e velocidade periódicos da base do sistema.

2.1.1. Rigidez

Entende-se por rigidez, a capacidade de um corpo de resistir a um deslocamento resultante de uma força nele aplicada. É uma propriedade que depende diretamente do material, mais precisamente do seu módulo de elasticidade e de suas dimensões. É uma razão de força por deslocamento, no sistema internacional definida em Newtons por metro.

2.1.2. Frequências Naturais

Quando um corpo sofre uma perturbação periódica externa cuja frequência iguala-se à sua frequência natural, ocorre o fenômeno descrito como ressonância, acarretando grandes amplitudes vibratórias (RAO, 2008). A frequência natural de um sistema pode ser definida a partir de uma razão entre a rigidez e a massa, como mostra a seguinte Equação:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

2.1.3. Excitação de Base e Frequências de Excitação

Considerando que posteriormente se pretende analisar o desempenho do dispositivo frente a alguns tipos de terrenos e obstáculos, há de se definir o que seriam excitações de base. Ela pode ser definida como sendo a frequência imposta ao sistema, sendo uma função das dimensões geométricas do obstáculo, ou de imperfeições na pista, e da velocidade do veículo analisado ao passar por ele. De acordo com RAO (2008), a frequência de excitação imposta ao sistema por uma excitação de base é definida por:

$$\omega_f = \frac{2\pi v}{l} \quad (3)$$

sendo v é a velocidade linear da bicicleta e l é o comprimento de onda, que é equivalente a duas vezes o comprimento do obstáculo.

2.1.4. Ressonância

Um fenômeno muito importante que ocorre em sistemas dinâmicos é a ressonância definida em Rao (2008) como sendo um fenômeno físico no qual a frequência de oscilação de uma fonte emissora equivale à frequência fundamental de oscilação de um receptor. Para esta condição, o sistema submetido a ela sofrerá deflexões excessivas e, conseqüentemente, poderá sofrer falhas estruturais, ou mesmo prejudicar o conforto ou, no caso particular do trabalho, a integridade do alimento. A frequência natural do sistema, em função de sua massa e sua rigidez, pode ser obtida da Equação (2), já definida anteriormente.

2.1.5. Amortecimento

Para um sistema dissipar energia, basta a existência de pelo menos uma força não conservativa realizando trabalho, o que acarreta perda de energia mecânica, caracterizando-se, assim, o sistema como amortecido. O coeficiente de amortecimento é tido como uma das propriedades mais sensíveis dos materiais, influenciando, por exemplo, a amplitude da ressonância em função do tempo que a vibração persistirá após cessada a excitação (RAO, 2008).

2.1.5.1. Fração de amortecimento e amortecimento crítico

Como já citado, será considerado que o amortecimento da bicicleta será principalmente devido ao amortecimento do pneu, que é o grande dissipador de energia do sistema. Na dissipação de energia do sistema, uma grandeza importante é a fração de amortecimento, que permite mensurar o decaimento logarítmico de uma resposta vibratória, sendo um artifício utilizado para determinar o amortecimento equivalente de um sistema (DA SILVA, 2016). A fração de amortecimento é uma função do amortecimento crítico e do amortecimento presente no sistema:

$$\xi = \frac{b}{b_{cr}} \quad (4)$$

onde b_{cr} é a quantidade mínima de amortecimento viscoso que resulta em um sistema deslocado retornando à sua posição original sem oscilação.

Posteriormente, para definir o amortecimento do fio de LMF, será calculado como sendo $\frac{1}{4}$ do amortecimento crítico, que pode ser determinado como sendo

$$b_{cr} = 2\sqrt{km} \quad (5)$$

2.1.5.2. Amortecedores convencionais

Para um primeiro contato com o conceito de dispositivos dissipadores de vibrações, são considerados os mais conhecidos, os amortecedores hidráulicos, encontrados na maioria dos veículos. Sua principal função é dissipar a energia do impacto mecânico recebido pelo veículo, quando se depara com algum solavanco ou inconsistência no percurso, a fim de maximizar o conforto do passageiro e manter a dirigibilidade do veículo.

Como ilustrado na Figura 3, quando a roda passar por um obstáculo, seja uma elevação ou um ressalto na pista, a mola, em um primeiro momento, absorve o impacto por deformação elástica. Todavia, é função do dispositivo dissipador de vibrações transformar essa energia mecânica em térmica, a fim de reduzir progressivamente a oscilação vibratória. Como pode ser visto na Figura 4, tal processo ocorre quando o fluido contido no lado inferior da válvula passa para o superior, e vice-versa, sendo pressionado a passar pelos orifícios do pistão. Nesta etapa, a energia mecânica é transferida ao fluido devido a resistência viscosa imposta, transformando-a em calor, por atrito.



Figura 3- Sistema de amortecimento veicular ao passar por um obstáculo (DANA, 2020)

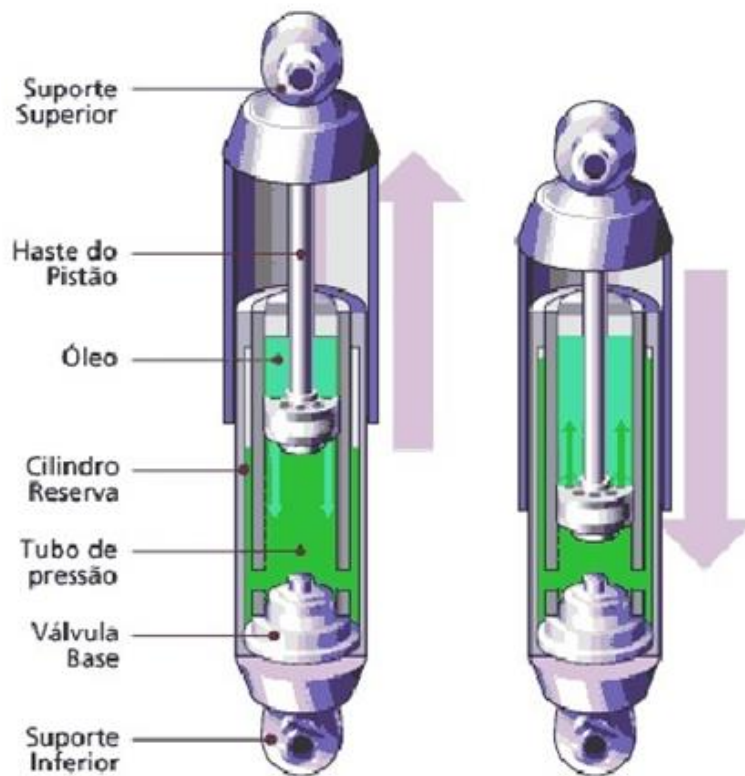


Figura 4- Dispositivo de amortecimento hidráulico (DANA, 2020)

Também pode-se observar o uso de tais dispositivos em bicicletas de uso *off-road* ou *mountain bike*. Esses, têm como objetivo manter as rodas em contato com o solo o máximo possível, para melhorar a tração e amortecer os impactos que a bicicleta sofre ao ser utilizada em terrenos acidentados. O principal amortecedor é de tipo garfo, utilizado na roda frontal destes modelos de bicicleta, conforme mostrado na Figura 5. Neles, comumente utiliza-se molas helicoidais ou mola pneumática, com a mesma construção básica: um tubo que desliza dentro de outro maior, com a mola e o sistema de amortecimento contidos nele.

O funcionamento é similar ao descrito anteriormente, o óleo é forçado a passar pelos orifícios do pistão de recuperação a fim de dissipar a energia mecânica, que absorvida pela mola elástica, na forma de calor. Todavia, deve-se calibrar a quantidade de dissipação, visto que um amortecimento excessivo não terá um bom desempenho em sucessivas solicitações de impacto, ao passo que pouco amortecimento torna o sistema instável.

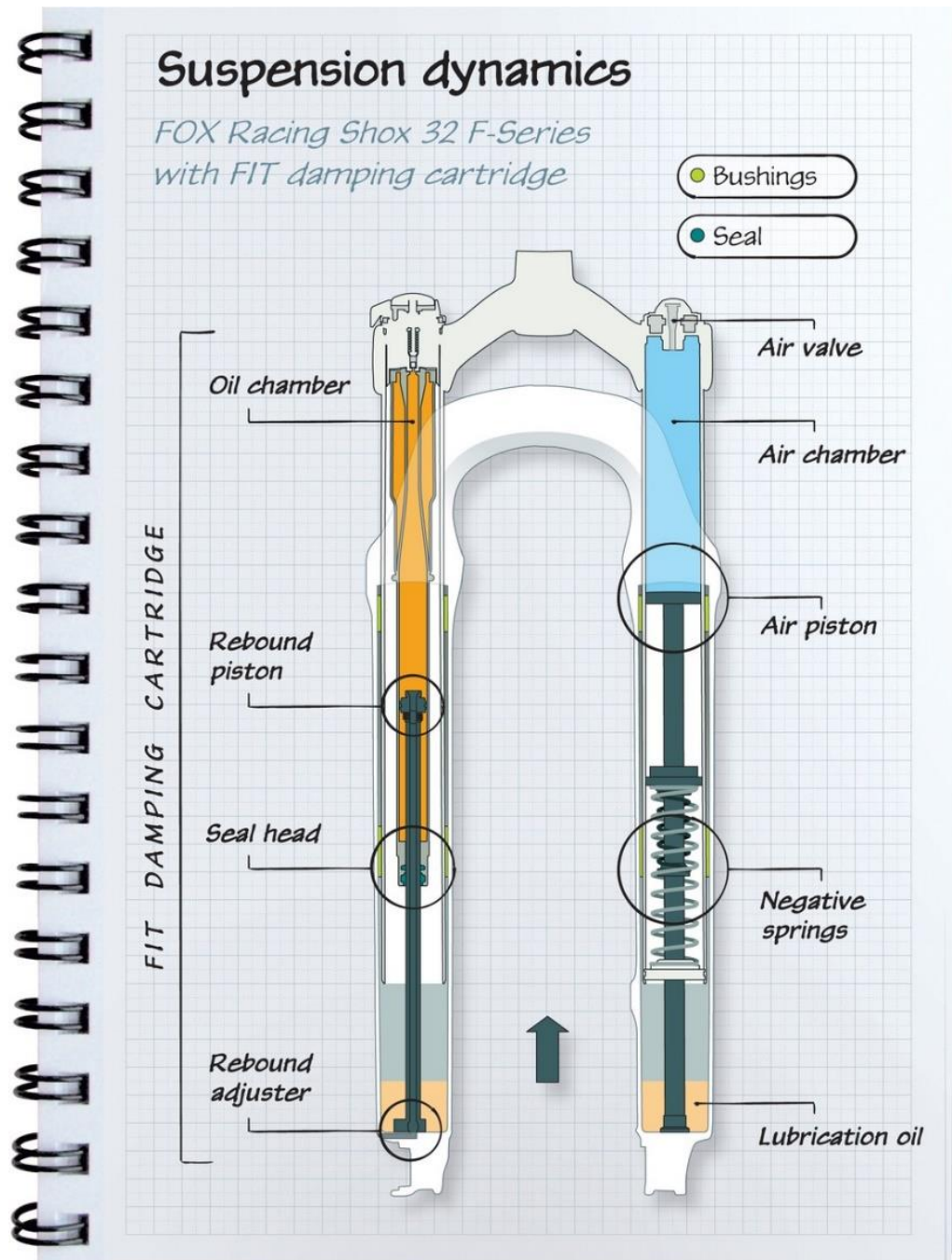


Figura 5- Sistema de amortecimento tipo garfo. (PALMER, 2010)

2.1.5.3. Amortecimento histerético

O amortecimento histerético ocorre toda vez que um material é deformado, mesmo a baixos níveis de tensão, haja vista que não apresentam comportamento perfeitamente elástico. Tal efeito, em metais ou ligas metálicas, dá-se devido ao atrito gerado pelo deslizamento entre os planos cristalinos internos, que ocorre durante a deformação, dissipando energia na forma

de calor. Se um determinado material for submetido a carregamentos cíclicos, ele apresentará um diagrama tensão-deformação com loop de histerese semelhante ao mostrado na Figura 6, na qual a área do laço está relacionada a energia perdida por unidade de volume do material (RAO, 2008).



Figura 6- Loop de histerese (RAO *et. al.*, 2008)

2.1.5.4. Amortecimento equivalente

A presença de amortecimento contribui para diminuir constantemente a amplitude de determinada vibração livre. Normalmente para um ensaio de laboratório, é possível estabelecer condições de amortecimento específicas, com as observadas para os casos de atrito viscoso ou seco. Todavia, em estruturas reais, observa-se a presença de diversos mecanismos que contribuem para a dissipação de energia. Posto isso, usualmente considera-se um amortecimento equivalente, que engloba, de forma combinada, a energia dissipada em todos os mecanismos de amortecimento presentes em determinada estrutura (CHOPRA *et. al.*, 2007).

A determinação do amortecimento equivalente pode acontecer de duas maneiras: de forma viscosa ou de forma histerética. Apesar do problema apresentado explorar a propriedade de amortecimento pseudoelástico histerético das LMF, prova-se na literatura que o resultado oriundo destes dois tipos possui pouca diferença. Dessa forma, um possível método para definir o amortecimento equivalente é igualando a energia dissipada em um ciclo de vibração da estrutura real a um sistema viscoso equivalente. Observa-se um exemplo desse ciclo na Figura 7.

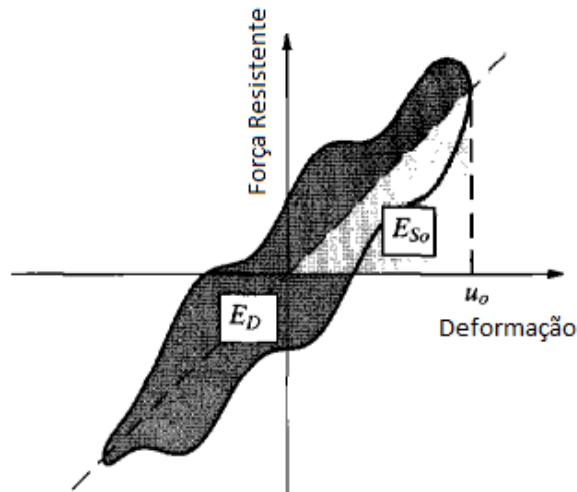


Figura 7- Energia dissipada em um ciclo histerético oriundo de um experimento em vibração harmônica. (CHOPRA, 2007)

No modelo de amortecimento viscoso linear, define-se a força de amortecimento como uma função da resistência e velocidade gerada pelo fluido o qual o sistema está imerso durante determinada oscilação. Dessa forma, tem-se tal força, f_D , como:

$$f_D = b\dot{u} \quad (6)$$

onde b é o coeficiente de amortecimento viscoso e \dot{u} é a derivada da posição do sistema no tempo. Caso a Equação (6) seja derivada, será obtida a Equação da elipse $(u / u_0)^2 + (f_D / b\omega u_0)^2 = 1$, cuja área interna do laço fornece a energia dissipada. Para essa última, tem-se que u_0 é a amplitude de deslocamento do sistema e ω é a frequência deste. A partir disto, define-se a energia dissipada por ciclo de vibração para sistemas com força de amortecimento viscoso como:

$$E_d = \int f_D du \quad (7)$$

Todavia, para determinação do amortecimento equivalente, assume-se que E_{dS} seja a energia dissipada por determinada estrutura de estudo, obtida pela área no interior do laço de histerese. Assim, igualando-a à energia dissipada por um amortecimento viscoso, tem-se:

$$E_{ds} = 4\pi\xi_{eq} \frac{\omega}{\omega_n} E_{So} \quad (8)$$

Por conseguinte, define-se E_{So} como a energia de deformação do sistema dissipada em cada ciclo de movimento, expressa por:

$$E_{So} = \frac{ku_o^2}{2} \quad (9)$$

Essa é calculada a partir da rigidez k , que é determinada experimentalmente e u_o é o deslocamento do sistema. Todavia, tem-se que u_o pode ter seu valor aproximado pela Equação $u_o \approx p_o / b\omega_n$ visto que $\omega = \omega_n$, onde p_o é o valor máximo da força no sistema.

Ao combinar-se as equações (8) e (9) e, considerando-se $\omega = \omega_n$ para uma resposta do sistema mais sensível ao amortecimento, tem-se:

$$\xi_{eq} = \frac{1}{4\pi} \frac{E_d}{E_{So}} \quad (10)$$

onde ξ_{eq} representa a fração de amortecimento equivalente e considera-se a razão $\frac{E_d}{E_{So}}$ como a capacidade de amortecimento específica.

2.2. RMS

O valor RMS de um sinal é a raiz quadrada da média dos quadrados dos valores instantâneos do sinal, também conhecido como a média quadrática. Esse parâmetro pode ser útil ao caracterizar a amplitude geral do sinal, por fornecer uma representação mais precisa da verdadeira potência do sinal do que simplesmente tomar a média dos valores do sinal. Para calcular as RMS de um conjunto de valores, primeiro calcula-se o quadrado de cada valor,

depois toma-se a média do conjunto de valores resultante. Finalmente, calcula-se a raiz quadrada da média para obter os RMS, obtendo-se a Equação (11).

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} [x(1)^2 + x(2)^2 + \dots + x(n)^2]} \quad (11)$$

2.3. LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA

As Ligas com Memória de Forma (LMF) fazem parte do amplo grupo dos materiais inteligentes, possuindo a capacidade de apresentar novas funcionalidades mediante alteração de suas microestruturas, quando submetidos a estímulos externos, causados, por exemplo, por mudança de temperatura ou campo magnético (RAO, 2008).

O fenômeno de memória de forma foi descoberto por Arne Olander, em 1938, analisando ligas de cobre, mas somente na década de 1960 foram realizadas pesquisas avançadas sobre esses materiais. Em 1962, esse fenômeno também foi observado na liga de Níquel-Titânio, dando origem ao termo Nitinol, em homenagem ao laboratório onde, à época, foi estudado. Essa liga vem sendo amplamente utilizada, principalmente em aplicações nas áreas médica, aeroespacial, mecânica e civil, por combinar o efeito de memória de forma com ótimas propriedades mecânicas, considerável deformação recuperável, alta capacidade de amortecimento, biocompatibilidade e alta resistência a corrosão e desgaste (MILLER *et. al.*, 2011) (ELAHINIA, 2016).

As LMF são capazes de recuperar sua forma original, ou desenvolver grandes forças de reação quando submetidas a uma restrição física ao movimento de recuperação. Isso ocorre por meio da imposição de uma temperatura e/ou campo de tensão, devido às transformações e reorientações de fases sofridas pelo material. Há ainda, como ilustra a Figura 8, comportamentos termomecânicos particulares, como a pseudoelasticidade, também chamada de superelasticidade, e a memória de forma, que pode ser unidirecional ou bidirecional (PAIVA, 2006).

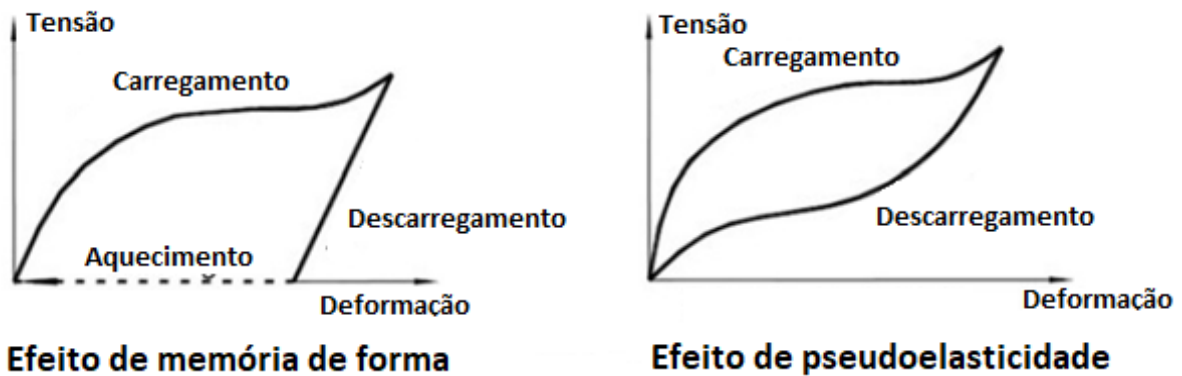


Figura 8- Curva tensão-deformação para os efeitos de memória e forma e de pseudoelasticidade (HUANG *et. al.*, 2016)

O efeito pseudoelástico pode ser representado através do ciclo de carga e descarga aplicado ao elemento de LMF, mostrado na Figura 8b, que envolve um loop de histerese e a recuperação total da deformação. Uma vez que os caminhos de ida e volta do carregamento não são coincidentes, o comportamento está associado a um efeito de dissipação de energia, o que gera interesse para a utilização dessas ligas em dispositivos de controle de vibrações. O tamanho do loop de histerese depende de muitos fatores, como a composição química específica do material e seu tratamento termomecânico (ZIÓŁKOWSKI, 2015).

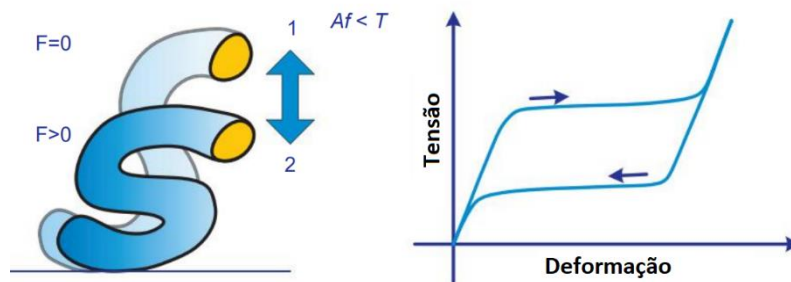


Figura 9- Demonstração esquemática ilustrativa do efeito pseudoelástico (ZIÓŁKOWSKI, 2015)

2.3.1. Características das Ligas com Memória de Forma

Todas as ligas com memória de forma possuem duas estruturas cristalinas distintas: a martensita e a austenita. De forma geral, a austenita possui elevada rigidez, ao passo que a martensita é mais deformável. Dependendo da temperatura e da tensão a qual o material está

submetido, ocorre a alternância entre as duas fases de modo a acomodar maiores ou menores deformações. Como as LMF é um material de transformação de fase sólido-sólido, a formação de cada fase depende de níveis de temperaturas diferentes. São definidas 4 temperaturas de transformação de fase que são propriedades intrínsecas da liga: M_s , M_f , A_s e A_f . As letras A e M estão associadas às duas fases e os subscritos s e f representam, respectivamente, o início e o final da transformação de fase. Estas 4 propriedades estão ilustradas na Figura 10. Vale ressaltar que as características de cada LMF são fortemente influenciadas por ligeiras variações na composição química. Por exemplo, no caso do Nitinol, quanto maior a concentração de Níquel, obtêm-se menores temperaturas de transformação de fase. Assim, enfatiza-se que tais temperaturas são o fator mais importante para prever o comportamento termomecânico do material (MA *et. al.*, 2008) (HUANG *et. al.*, 2016) (ZAMBELLI *et. al.*, 2021).

Obtém-se o efeito pseudoelástico quando a temperatura de trabalho está entre A_f e M_d , onde M_d representa a temperatura máxima requerida para indução da deformação pseudoelástica. Em outros termos, a liga deve estar em 100% de austenita na temperatura de trabalho, caracterizando as ligas de LMF austeníticas. (HUANG *et. al.*, 2016).

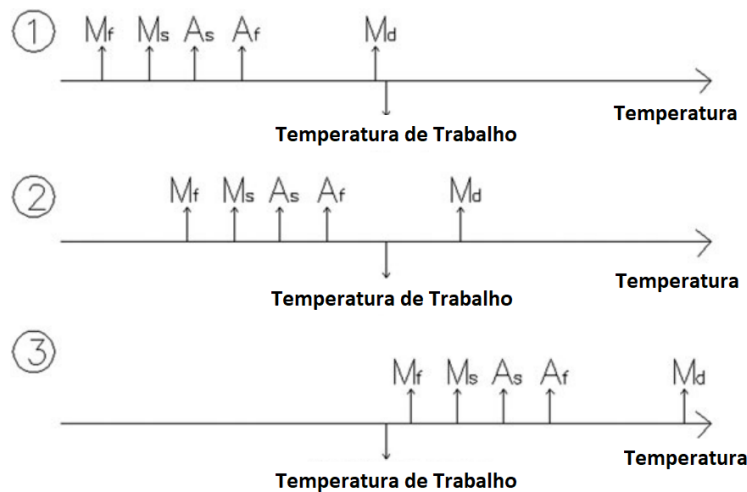


Figura 10- (1) Deformação plástica; (2) Pseudoelasticidade; (3) Efeito de memória de forma (HUANG *et. al.*, 2016)

2.3.2. Temperatura de Ativação das LMF

A mudança de fase observada nas ligas com memória de forma é um processo de mudança de fase sólida, denominado transformação martensítica. Esse tipo de transformação ocorre forma rápida e produz efeitos como, por exemplo, a memória de forma, a quasiplasticidade e a superelasticidade (BARBARINO, 2014). Quando o material, na fase da martensita, sofre um carregamento e, em seguida, é aliviado, é possível verificar uma deformação residual, conforme mostra a Figura 11, com isso, faz-se necessário um aquecimento posterior para a recuperação da forma original, a isso, dá-se o nome de efeito de memória de forma (PEREIRA, 2011).

Quando o material se encontra na fase de alta temperatura (A_f), a fase estável é a austenita, o que torna possível transformação de fase decorrente da aplicação de tensão no material. Segundo Amaral (2014), depois de cessado o carregamento, é possível verificar que o material recupera totalmente seu formato original, ou seja, sem as deformações residuais, caracterizando o fenômeno da superelasticidade, como mostra a Figura 11. Sendo esse, o principal viabilizador do estudo deste dispositivo de absorção de energia utilizando ligas com memória de forma.

Na Figura 11, a seguir, apresenta um comparativo entre o efeito de memória de forma e superelasticidade, analisando-se a recuperação do formato original.

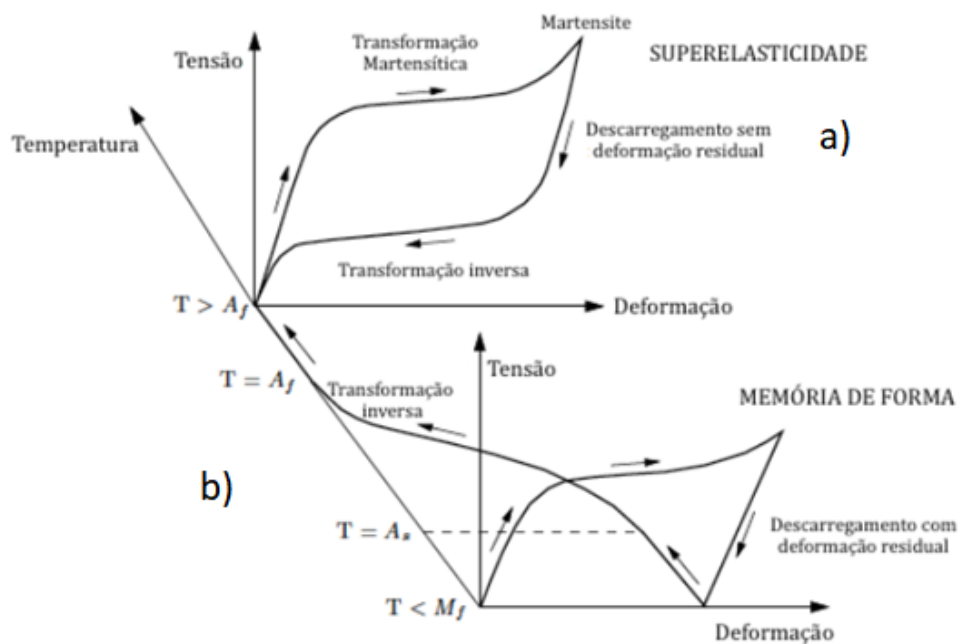


Figura 11 - Superelasticidade x Memória de Forma (SIMÕES, 2015)

2.3.3. Efeito de memória de forma

O efeito de memória de forma pode ser definido como a capacidade das LMF de voltar à sua forma original, após ter sido deformado através de um carregamento mecânico em seu estado martensítico, mediante a aplicação de um carregamento térmico superior à temperatura de transformação martensítica, atingindo a microestrutura austenítica. Na Figura 12, pode-se observar com clareza tais estados. Primeiramente, no estado inicial, encontra-se a martensita maclada. Com a aplicação de um carregamento mecânico, a martensita maclada é reorientada para martensita não-maclada. Com o aumento da temperatura, ocorre a transformação de fase de martensita não-maclada em austenita e, conseqüentemente, a recuperação da forma original. Por fim, durante a etapa de resfriamento, caso a tensão se mantenha, ocorre a transformação de fase de austenita para martensita maclada. Caso o resfriamento ocorra em um estado livre de tensão durante o resfriamento, observa-se a transformação de fase de austenita para martensita maclada.

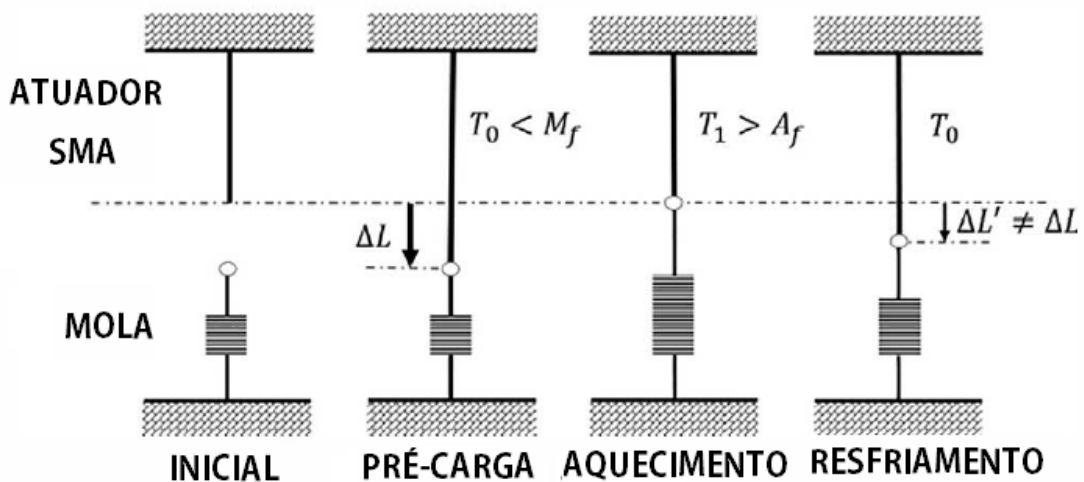


Figura 12- Princípio de funcionamento das LMF (SIMIRIOTIS *et. al.*, 2021)

2.3.4. Efeito Pseudoelástico

O efeito pseudoelástico ocorre em temperaturas acima de A_f e é causado pela transformação de fase da austenita para martensita não-maclada, induzida por tensão. Da mesma forma, o inverso ocorre quando o carregamento é retirado. Na Figura 13, é possível observar este processo no gráfico Tensão x Temperatura. Para melhor visualização, a Figura 12 apresenta o carregamento de um fio de LMF em A-B-C-D. Quando a tensão atinge determinada

tensão de transformação, a passagem de austenita para martensita será realizada até que tudo seja transformado nesta. Todavia, quando o descarregamento ocorrer, passando por D-E, a transformação de martensita para austenita ocorrerá. Quando estiver completa, tem-se o descarregamento elástico no trecho E-A'. Esta transformação reversa caracteriza o efeito pseudoelástico, visto que, a princípio, não há deformação permanente, embora o comportamento seja não-linear. Além disso, também se percebe a formação de um loop de histerese, onde a área deste está associada a energia dissipada no ciclo de transformação (PARULEKAR *et. al.*, 2010).

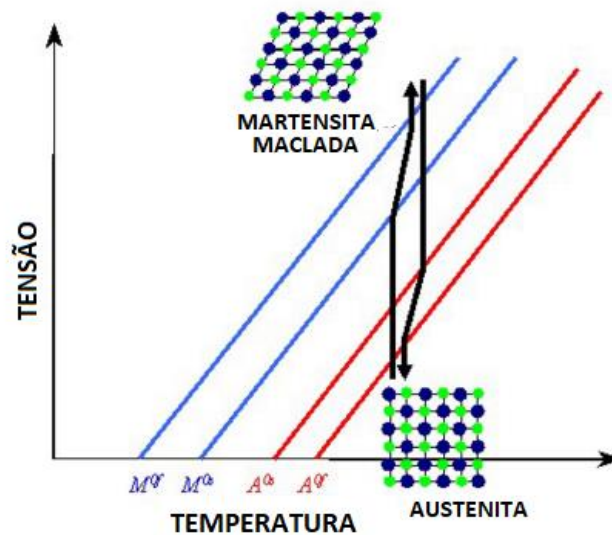


Figura 13- Gráfico tensão-temperatura das LMF (KIM *et. al.*, 2017)

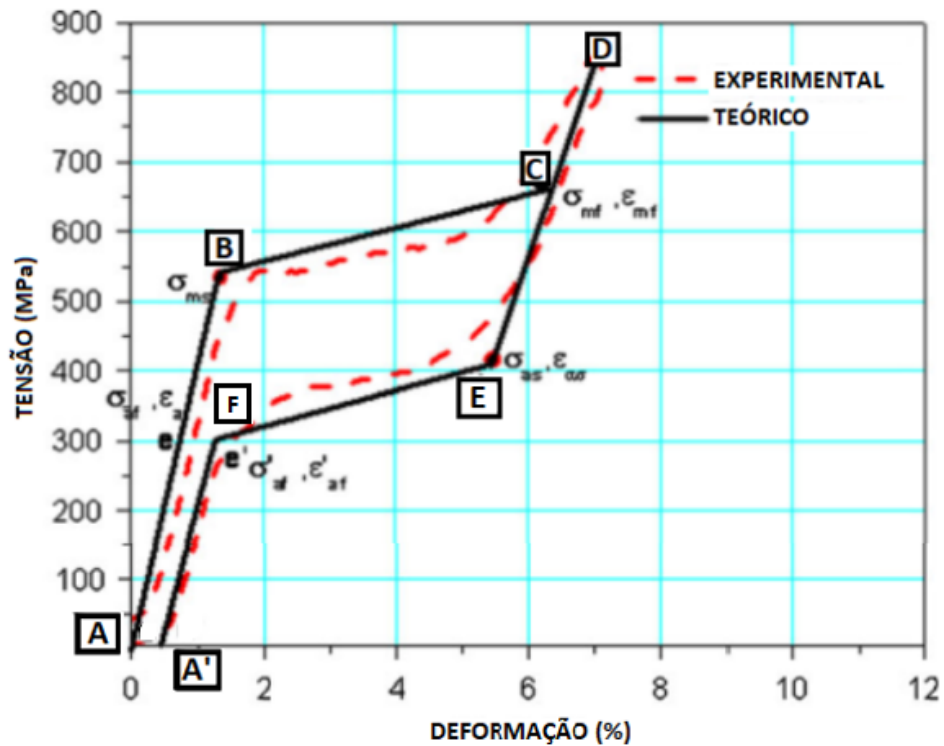


Figura 14- Curva tensão-deformação pseudoelástica das LMF (PARULEKAR *et. al.*, 2010)

2.2.4.1. Comportamento ao carregamento cíclico

Apesar de ser conhecido que a área do loop de histerese diminui conforme o número de ciclos, é possível aplicar idealmente o efeito pseudoelástico em duas situações: quando a estrutura está sujeita a cargas dinâmicas durante um pequeno período, ou quando utiliza-se um loop reduzido após um número significativo de ciclos. Este último se torna viável pois a área do loop se estabiliza após uma redução inicial (BIRMAN, 1997). Na Figura 15 pode-se observar tal influência.

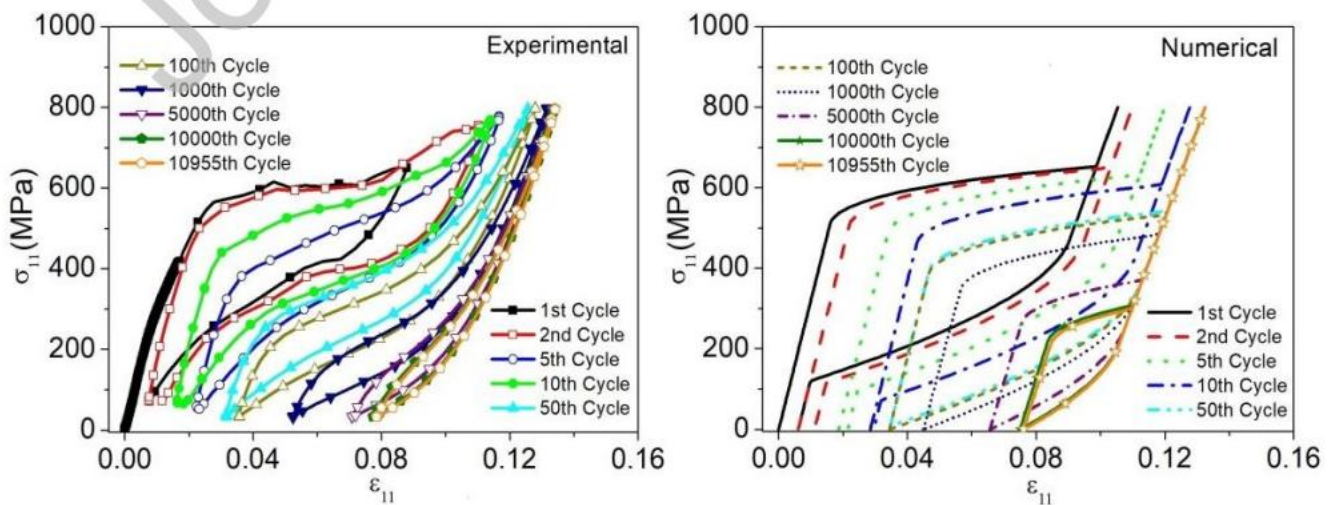


Figura 15- Influência do número de ciclos no laço de histerese das LMF (PARULEKAR *et. al.*, 2010)

2.2.4.2. Problema da fadiga funcional

Em geral, a falha por fadiga estrutural consiste no acúmulo de danos microestruturais e em uma progressiva propagação de trincas, até que ocorra a separação física da peça. Esse fenômeno deve ser levado em consideração no projeto mecânico de qualquer dispositivo sujeito a carregamentos cíclicos, todavia, o projeto de dispositivos utilizando liga com memória de forma deve requerer atenção adicional a outro fenômeno similar: a fadiga funcional.

Essa, por sua vez, consiste na diminuição da capacidade de atuação da liga de LMF, até que ela não seja mais capaz de atuar como dissipador. Esse efeito deletério está diretamente relacionado à transformação martensítica induzida por tensão e sua adição com o acúmulo de deformação cíclica (ATAALLA *et. al.*, 2012). Via de regra, para que se evite tal efeito, projeta-se o mecanismo para utilizar 50% da capacidade da LMF. Por exemplo, para um fio de níquel-titânio com efeito de memória de forma, sabe-se que há uma máxima recuperação de 8% de seu comprimento, nesse caso, limita-se a atuação a 4%, a fim de reduzir os efeitos de fadiga funcional.

2.3.5. LMF Pseudoelásticas Austeníticas e Martensíticas

Para melhor compreender como os materiais austeníticos diferem das ligas convencionais com memória de forma, observa-se na Figura 16 o gráfico Tensão-Deformação,

submetidos a uma mesma de tensão, à temperatura ambiente (20°C). Nesse caso, utilizou-se a liga austenítica pseudoelástica com temperatura final de austenita A_f de +10°C e a liga convencional com A_f de +100°C, sendo essa última martensítica a temperatura ambiente. Nota-se, então, que a liga austenítica apresenta uma deformação elástica significativamente maior até começar a se deformar não linearmente (ZAMBELLI *et. al.*, 2021).

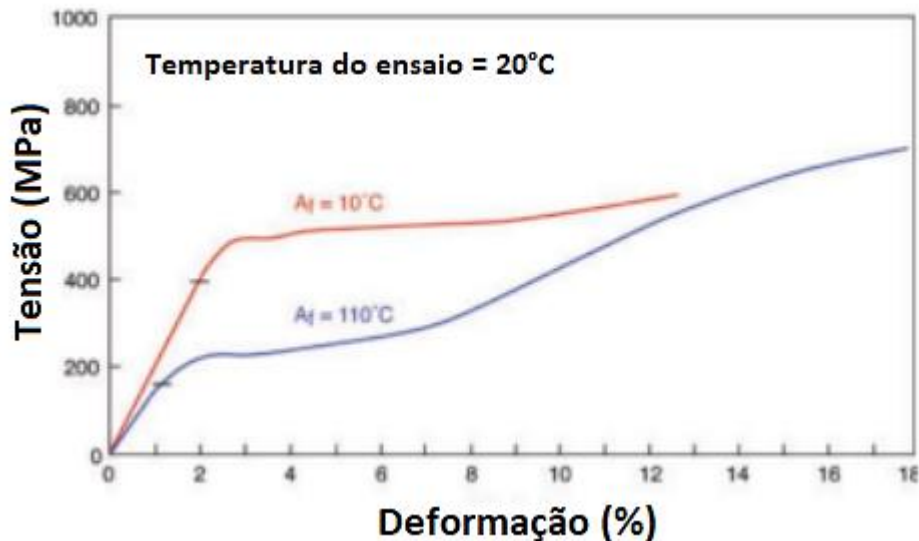


Figura 16- Curvas tensão-deformação de uma liga austenítica e uma convencional martensítica (ZAMBELLI *et. al.*, 2021)

2.3.6. Aplicações Convencionais e Potenciais das LMF

Um importante exemplo da aplicação das LMF na indústria é a tecnologia desenvolvida pela Boeing de Chevrons de Geometria Variável, mostrada na Figura 17. De acordo com Calkins *et. al.* (2006), atuadores fabricados com ligas com memória de forma transformam a geometria dos Chevrons no bordo de fuga de um motor a jato, a fim de otimizar o desempenho em várias condições de voo, além da redução da emissão de poluição sonora.



Figura 17- Chevrons de Geometria Variável, compostos por três atuadores de NiTi cada, instalados em um motor a jato do avião GE-115B (CALKINS, 2006)

Fios de LMF, à base de Níquel Titânio, também vêm sendo amplamente utilizados na ortodontia, devido às suas ótimas propriedades de ductilidade, resistência à corrosão, biocompatibilidade e, principalmente, o efeito de memória de forma. Dessa forma, são capazes de sustentar uma deflexão acentuada e retornar a sua forma original com a produção de forças moderadas e uniformes quando aquecidos a uma determinada temperatura.

Uma interessante aplicação das LMF que vem sendo estudada é a construção de uma roda deformável flexível, mostrada na Figura 18, constituída de uma malha de fios de Nitinol, a ser aplicada nos robôs de exploração de Marte, chamado projeto Curiosity (ZAMBELLI *et. al.*, 2021). A motivação dessa aplicação foi o fato de que as rodas convencionais apresentavam acelerada degradação durante a campanha de exploração. O efeito de pseudoelasticidade mostrou-se promissor, resistindo cerca de trinta vezes mais às deformações impostas pelas críticas condições de operação em Marte.



Figura 18- Pneu com roda composta de liga com memória de forma aplicado em Rovers desenvolvidos pela NASA (ZAMBELLI *et. al.*, 2021)

2.4. ATENUADORES DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO LMF PSEUDOELÁSTICAS

O primeiro trabalho a divulgar o potencial dissipativo das LMF remete a Graessar e Cozzarelli (1991), tendo o enfoque de aplicá-las em isolamento sísmico. Há ainda, em 2001, uma descoberta, por meio de ensaios de tração cíclicos, de que fios de LMF austeníticos pré-tensionados, contrapostos por molas de mesmo material, apresentam boa capacidade de dissipação (DOLCE; CARDONE, 2001).

2.4.1. Tipos de Controles de Vibrações Utilizando LMF

Os controles de vibração podem ser classificados em ativos, passivos ou semiativos, como mostra a Figura 19. Para os controles passivos, utilizam-se LMF pseudoelásticas de alta capacidade de amortecimento. Já nos de controle ativo, utiliza-se ativação térmica em fios martensíticos, para induzir a recuperação da forma original, de forma que a força mecânica gerada é convertida em atuação mecânica.

Todavia, essa aplicação requer que os ciclos de aquecimento e resfriamento sejam rápidos, correndo o risco de o controle apresentar eficácia reduzida. A última forma seria a semiativa, na qual as propriedades físicas da LMF são alteradas por atuação externa. Nesta, a

liga é utilizada para alterar a frequência da estrutura principal (HUANG *et. al.*, 2016). Neste trabalho, utilizar-se-á o tipo de controle de vibrações passivo.

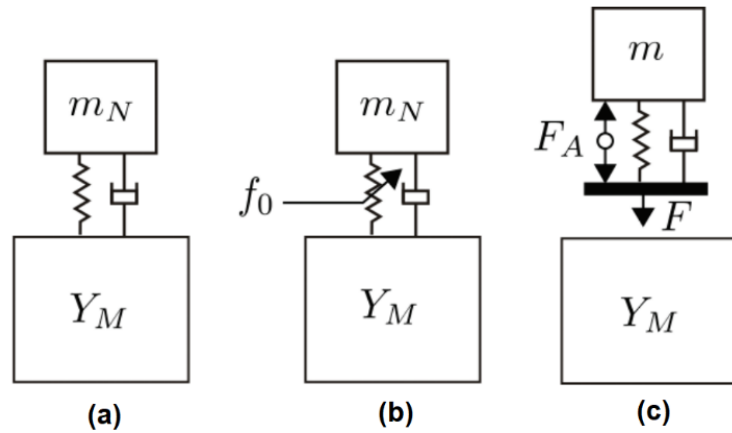


Figura 19- Representação dos diferentes tipos de controle de vibração: (a) Sistema passivo; (b) Sistema semiativo; (c) Sistema ativo (Mayer, 2018)

2.4.2. Estado da Arte

Volodymyr *et. al.* (2022) propuseram o dispositivo de amortecimento ilustrado na Figura 20, composto por quatro fios pré-tensionados de LMF pseudoelástica do material Ni-Ti e molas que proporcionam o tensionamento dos fios. Devido à configuração proposta, o equipamento é capaz de realizar a sua autocentragem e possui ótima capacidade de amortecimento.

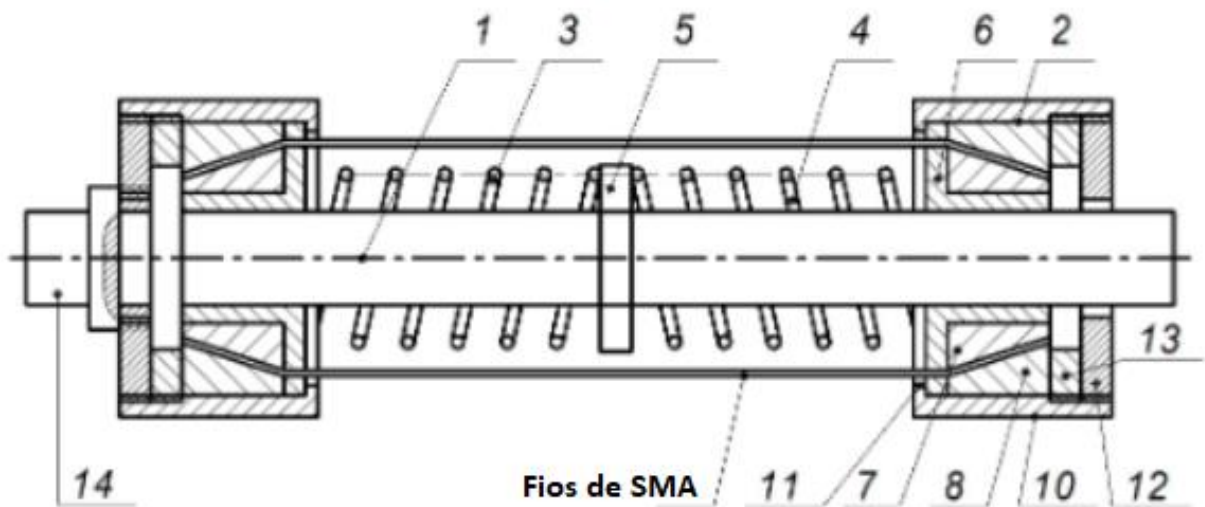


Figura 20- Representação do dispositivo de controle de vibrações capaz de autocentragem desenvolvido por Volodymyr *et. al.* (2022)

Já o trabalho desenvolvido por Falahian *et. al.* (2021) apresenta um conceito diferente. Nele, explora-se a utilização de finos filmes de Ni-Ti pseudoelásticos com cinética térmica rápida, para o controle de vibrações ativo em aplicações portáteis com foco em condições de carga de choque. Além disso, ressalta-se o problema do acúmulo de martensita residual durante a operação contínua, gerando uma diminuição na capacidade de amortecimento. O esquemático do mecanismo proposto pode ser visto na Figura 21.

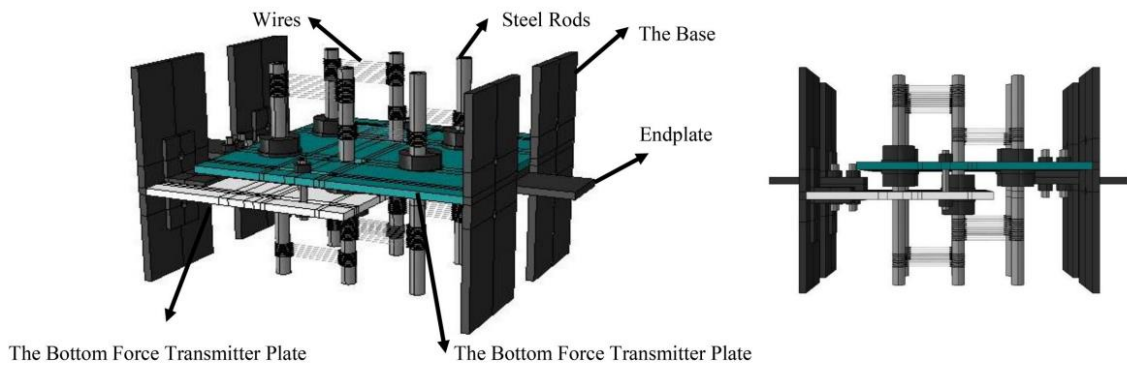


Figura 21- Dispositivo de controle de vibrações proposto por Falahian *et. al.* (2021)

2.4.3. Patentes na Área

Uma importante estatística que pode ser levada em consideração para medir a relevância de determinada tecnologia é a quantidade de patentes registradas. Na Figura 22, observa-se um gráfico obtido no banco de patentes “Lens.org”, que mostra, por ano, a quantidade de registros de patentes contendo as palavras-chave “*Shape Memory Alloys*” e “*Damping*”. Observa-se que essa tecnologia vem demonstrando um crescente interesse nos últimos vinte anos. Só em 2022, ano da produção deste trabalho, já foram registradas quatrocentas e vinte e três patentes, com um máximo de mil e sessenta registradas em 2019.

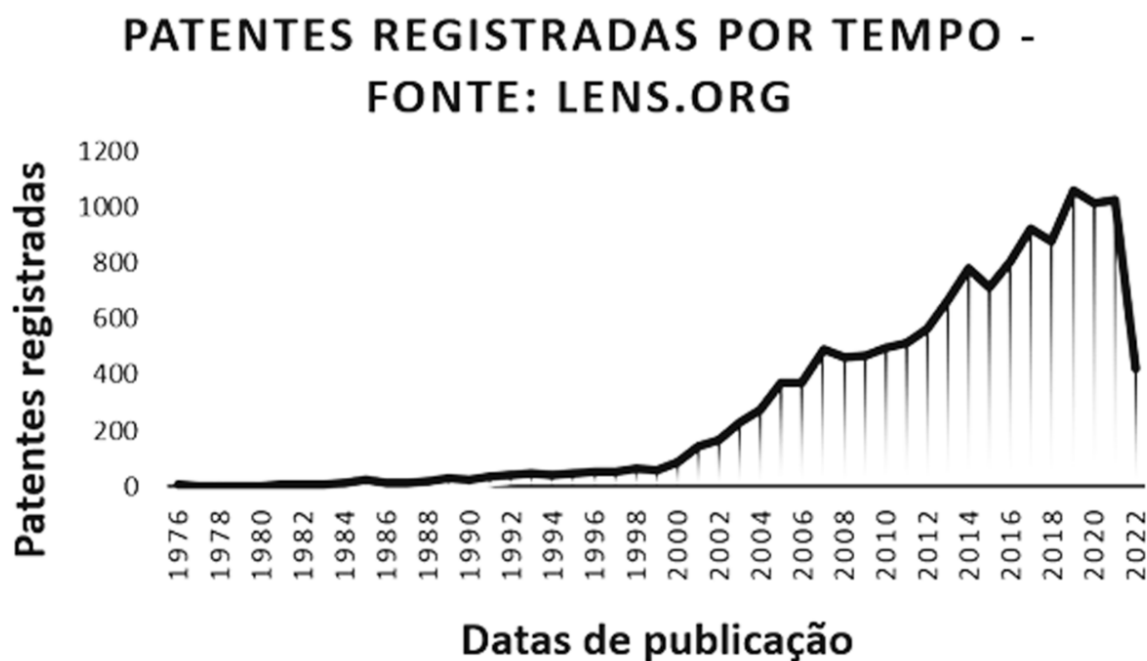


Figura 22- Número de patentes registradas por ano de tecnologias de dissipação de vibrações utilizando LMF (LENS, 2022)

2.5. CONTROLE ADAPTATIVO DE VIBRAÇÃO

Os amortecedores de vibrações são dispositivos largamente utilizados no controle e na atenuação de vibrações em diversas áreas da engenharia, principalmente na mecânica, aeroespacial e civil. As ligas com memória de forma têm se mostrado promissoras como uma alternativa de dissipação de energia, sendo usadas, por exemplo, em mancais de rotores, a fim de obter redução de velocidades críticas, evitando a ocorrência da ressonância vibratória (ZAK, 2006).

A grande capacidade de dissipação é uma das principais propriedades das ligas com memória de forma, fato esse, que fomenta a pesquisa em campos para a sua possível aplicação. Essa propriedade está relacionada à transformação de fases, fator que determina a capacidade de amortecimento desses materiais (VAN HUMBEECK, 1996). Além de recuperarem suas dimensões originais quando aquecidas a temperaturas acima de A_f , uma transformação reversível de fase é observada, produzindo o chamado laço histerético, responsável por dissipar energia do sistema, caracterizando o comportamento de pseudoelasticidade. Essa característica

é um dos fatores preponderantes para que essa classe de materiais seja uma boa opção para a atenuação de vibrações (SIMÕES, 2015).

O comportamento descrito pode ser observado na Figura 23, que ilustra a dissipação de energia associada ao efeito pseudoelástico.

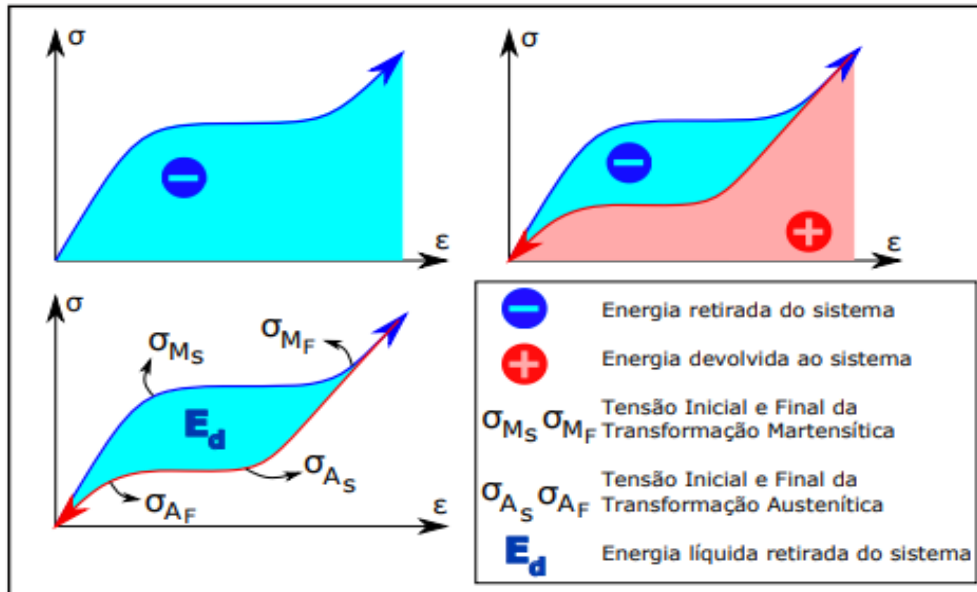


Figura 23: Dissipação de energia no efeito pseudoelástico (ARAUJO, 2021)

CAPÍTULO III

3. PARÂMETROS INICIAIS

Antes de se iniciar a modelagem e as análises, faz-se necessário estabelecer os parâmetros considerados, que englobam as características da bicicleta adotada, do dispositivo proposto e da excitação promovida pelo terreno, bem como de outros itens a serem abordados ao longo da presente Seção, como as molas linear elásticas.

3.1. DESCRIÇÃO DA BICICLETA

Para o presente trabalho, são adotados parâmetros comuns encontrados em bicicletas comerciais, cujas dimensões principais, em milímetros, podem ser observadas no desenho esquemático da Figura 24. A figura inclui o local de instalação das molas linear elásticas e do dispositivo estudado, ambos a serem detalhados posteriormente.

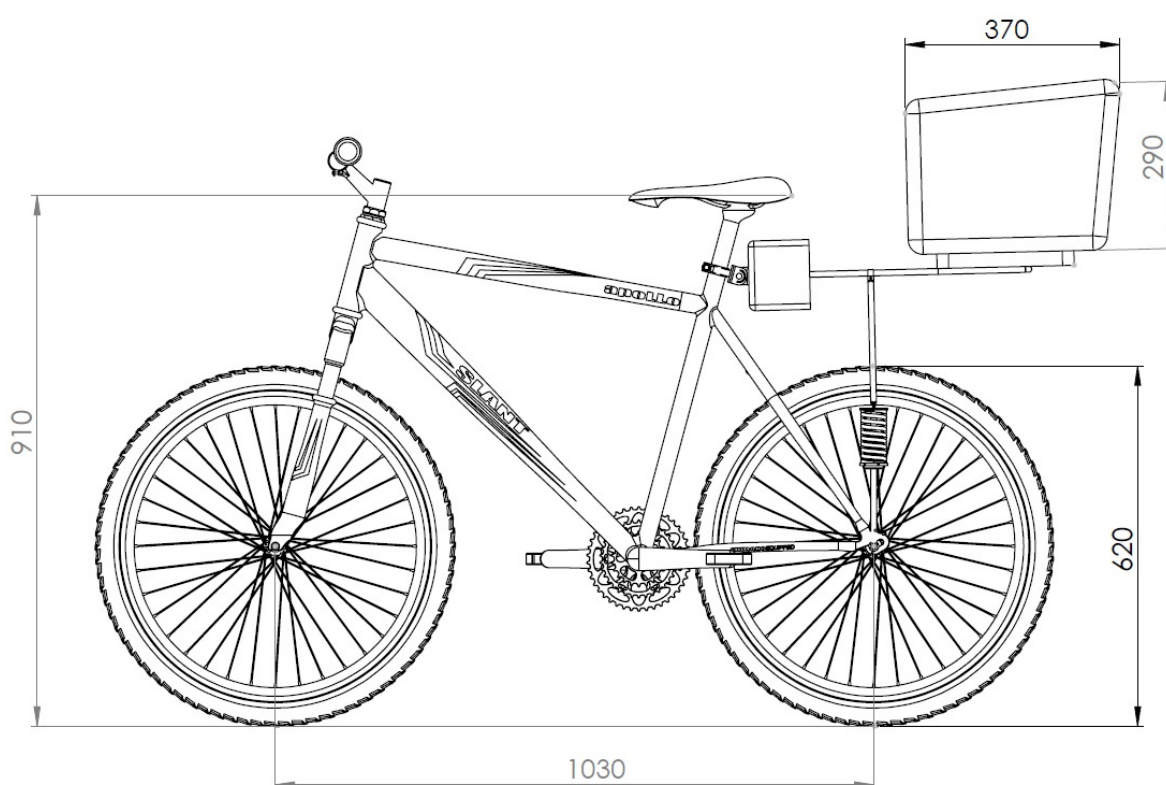


Figura 24- Representação da bicicleta equipada com os acessórios e suas dimensões principais

Além das dimensões principais descritas na Figura 24, anexados ao trabalho constam os desenhos técnicos mais detalhados. Abaixo, serão descritos outros parâmetros da bicicleta, tais como rigidezes e amortecimentos da roda e do pneu.

3.1.1. Rigidez dos Raios

Os raios de uma roda têm por função transmitir as solicitações impostas ao eixo da roda ao aro, além disso, contribuem para a estabilidade do sistema, muito por conta da sua pré-tensão de montagem. A Figura 25 mostra uma representação esquemática da disposição dos raios de uma roda de bicicleta que, geralmente, possui 27 polegadas de diâmetro ($2R$) e 45 milímetros de comprimento de eixo ($2d$).

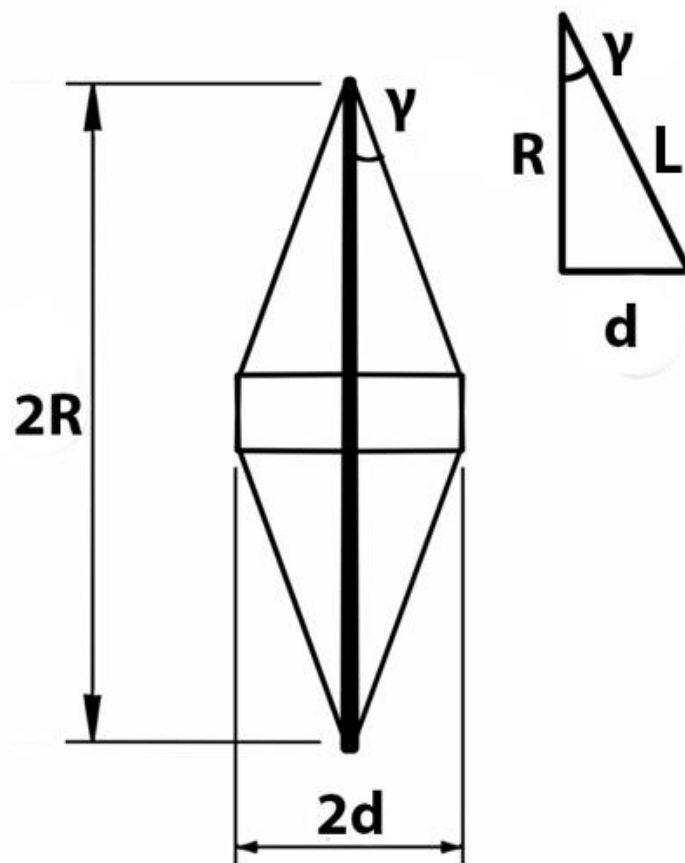


Figura 25- Conjunto de raios presos ao aro

Considerando que os raios possuem um ângulo γ com o eixo vertical da roda, é possível obter o valor desse ângulo:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{d}{R} \quad (12)$$

Resultando em um valor de $\gamma = 5,35^\circ$. Apesar da tração desenvolvida nos raios não coincidir com a direção vertical, uma vez que este ângulo é bastante pequeno, e haja vista que o cosseno de um ângulo muito pequeno é aproximadamente 1, é considerado nos cálculos que os raios possuem uma orientação completamente vertical.

A Figura 26 apresenta um diagrama de corpo livre da metade superior de uma roda submetida ao esforço de pré-tensão dos raios.

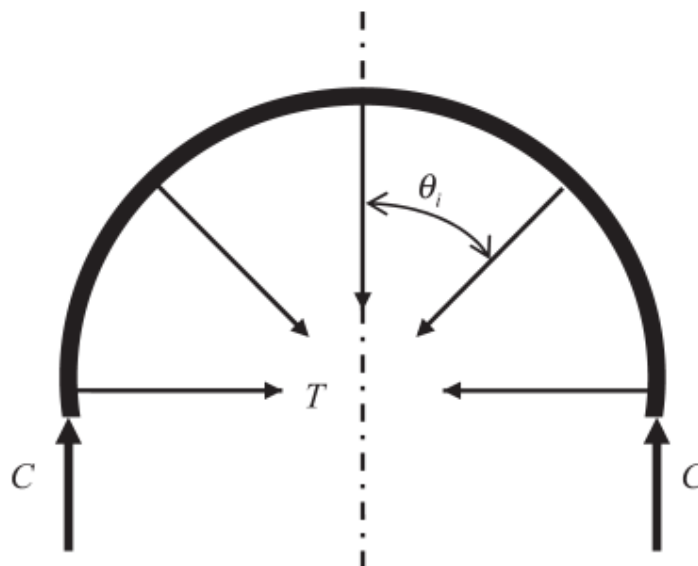


Figura 26- Diagrama de corpo livre para um aro (MINGUEZ, 2008)

Na figura θ_i representa o ângulo entre o eixo vertical e cada um dos raios, T é a pré-tensão aplicada nos raios e C é a força circunferencial que age no aro.

Aplicando as condições de equilíbrio na direção vertical:

$$\sum F_y = 0 \quad (13)$$

$$2C - T \sum_{\theta=-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta_i = 0 \quad (14)$$

O somatório se estende para todos os raios presentes na metade do aro, onde é possível observar que a intensidade dessas forças varia de acordo com o perímetro que os raios estão ancorados ao aro, sendo essa variação explicada pelo cosseno que se encontra na Equação (14). O número de raios presente em cada unidade de ângulo pode ser escrito por $N/2\pi$. Logo,

$$\sum_{\theta=-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta_i = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{N}{2\pi} \cos \theta \, d\theta = \frac{N}{\pi} \quad (15)$$

e, por consequência:

$$C = \frac{TN}{2\pi} \quad (16)$$

sendo N o número de raios.

Quando o carregamento é aplicado ao aro, o comprimento L do raio tende a se alterar devido a deflexão vertical, exemplificada na Figura 27. Para fins de cálculo, será adotado P como carregamento oriundo da massa do sistema em estudo, e L_i como comprimento do aro após a aplicação da carga.

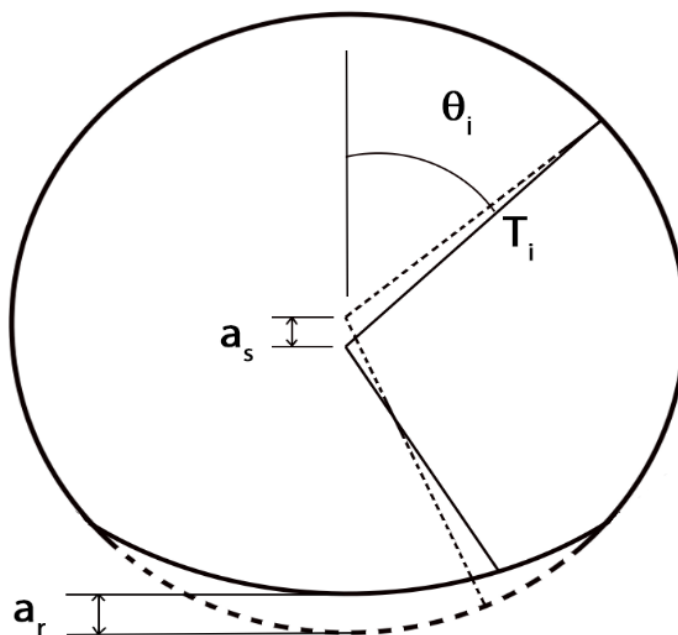


Figura 27 – Representação da deformação da roda

sendo a_s o deslocamento vertical do eixo da roda e a_r o deslocamento vertical do aro, provocado pela deformação.

O comprimento L_i pode ser agora escrito como $L_i = L + a_s \cos \theta_i$. Como dito anteriormente, será considerado que os raios atuam completamente vertical e, por conta disso, $L_i = R + a_s \cos \theta_i$. Uma outra consideração ainda pode ser feita sobre os raios, tomando como base P_i , que é a fração do carregamento aplicável total (P), que pode ser escrito como na Equação (17), em que T_i é a soma das tensões inicial e a imposta pelo deslocamento do eixo, que pode ser descrita como mostra a Equação (18).

$$P_i = T_i \cos \theta_i \quad (17)$$

$$T_i = T_0 + \frac{A_s E_s a_s \cos \theta_i}{L} \quad (18)$$

Associando as equações (17) e (18), obtém-se um novo equacionamento para P_i , descrito na Equação (19).

$$P_i = T_0 \cos \theta_i + \frac{A_s E_s a_s \cos^2 \theta_i}{L} \quad (19)$$

P pode ser agora escrito em função de P_i e, por consequência, em função de a_s .

$$P = \sum_{i=1}^N P_i = T_0 \sum_{\theta=0}^{2\pi} \cos \theta_i + \frac{A_s E_s a_s \sum_{\theta=0}^{2\pi} \cos^2 \theta_i}{L} \quad (20)$$

$$P = \frac{A_s E_s a_s N}{2L} \quad (21)$$

sendo A_s a área do raio, E_s o módulo de elasticidade do raio.

Por fim, a rigidez dos raios pode ser descrita como sendo:

$$K_s = \frac{P}{a_s} = \frac{A_s E_s N}{2L} \quad (22)$$

No caso do modelo particular aqui adotado, o módulo de elasticidade será o do aço 1020, de 207 GPa, o comprimento dos raios será aproximado como sendo o raio do aro, 342 mm, a área da seção dos raios, que tem 2 mm de diâmetro é $\pi \text{ mm}^2$. Por fim, o número de raios adotado é de 16.

3.1.2. Rigidez do Aro

Quando o carregamento P , descrito anteriormente, é aplicado à roda, como mostra a Figura 28, pode-se observar um deslocamento relativo da roda em relação ponto de contato com

o solo. O aro, nesse caso, tende a se comportar como um anel que está sendo comprimido, sendo, portanto, resistente a essa deflexão.

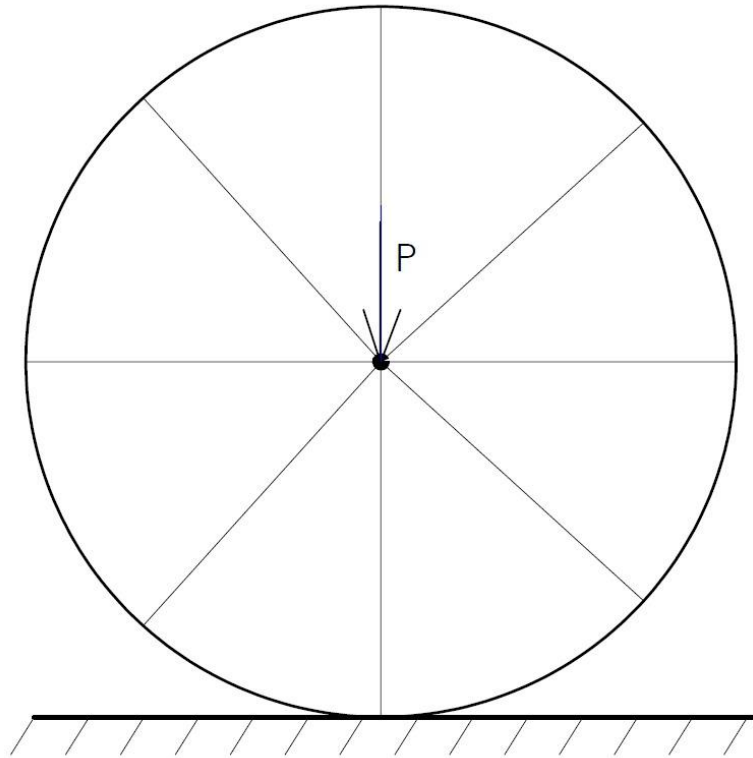


Figura 28- Representação da aplicação do carregamento na roda

A resistência do aro ao deslocamento pode ser explicada através do conceito de energia de deformação. Segundo Johnston e Mazurek (2021), a energia de deformação mede o trabalho de uma força aplicada lentamente a um corpo, sendo essa energia por unidade de volume definida a partir da área sobre o gráfico tensão-deformação do material e, portanto, a energia de deformação pode ser descrita como:

$$U = \int_0^x P dx \quad (23)$$

Em 1879, o engenheiro Alberto Castigliano postulou um teorema que permite mensurar o deslocamento de dado ponto de um corpo (JOHNSTON, 2021). O conceito por trás dessa

formulação baseia-se na energia de deformação e diz que se uma carga P é aplicada a uma estrutura, é possível conhecer o deslocamento na direção da linha de ação da aplicação da carga, fazendo a derivada parcial de U em relação a carga P . O deslocamento pode ser expresso como:

$$\frac{\partial U}{\partial P} = x \quad (24)$$

Há, ainda, uma maneira simplificada de se determinar a deflexão de um aro, considerando um modelo de um quarto de aro, mostrado na Figura 29, em que P_0 é definida como sendo uma força oriunda da reação de contato da roda com o solo (MINGUEZ, 2008).

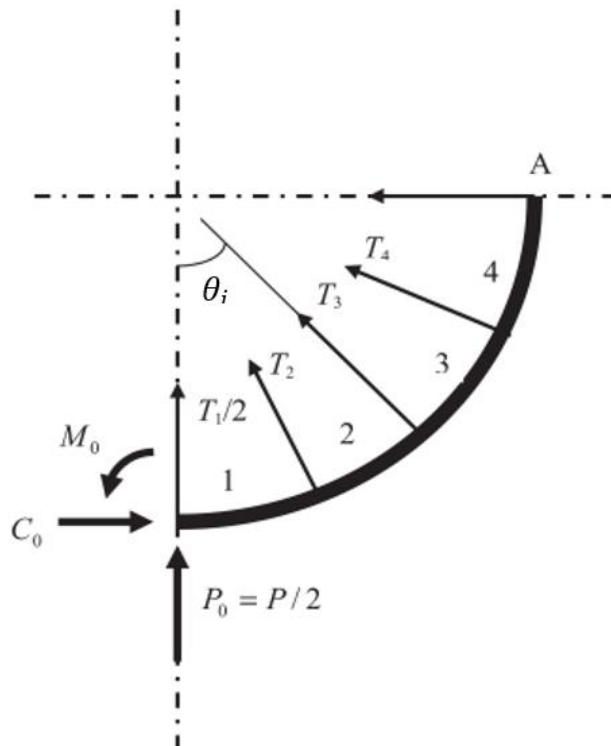


Figura 29- Modelo 1/4 de aro (MINGUEZ, 2008)

Considerando que M é o momento fletor em cada seção do aro gerado devido a reação de contato P_0 , E o módulo de elasticidade e I o momento de inércia do aro, a energia de deformação de um quarto de aro pode ser calculada como:

$$U = \int \frac{M^2}{2EI} dx \quad (25)$$

De posse da Equação (25), tendo como premissa uma roda de 16 raios, determina-se a rigidez do aro como sendo:

$$K_r = \frac{8E_r I_r}{0,06786R^3} \quad (26)$$

Com isso, é possível determinar a rigidez do aro para o caso particular estudado. Para isso, é necessário calcular o momento de inércia do aro, já que o raio de uma bicicleta usual de aro 27 é de 342 mm e o módulo de elasticidade do alumínio, comumente aplicado na fabricação deste componente, é de 69 GPa.

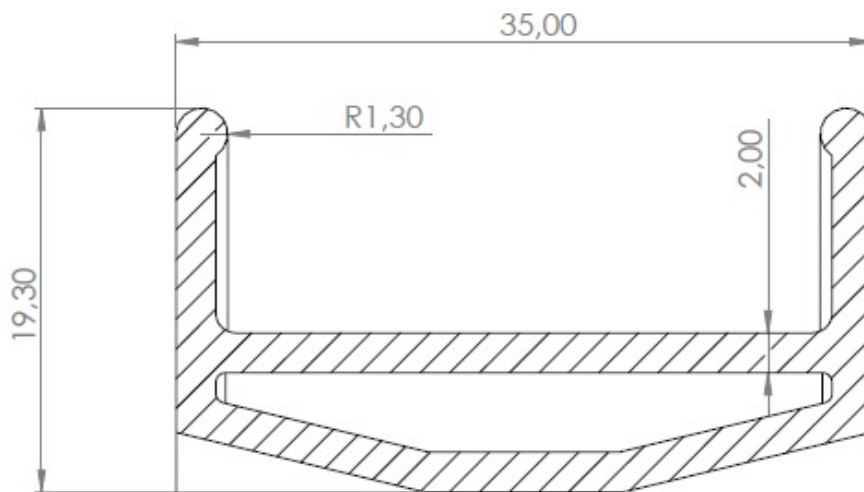


Figura 30- Área de seção transversal do aro

Para o cálculo do momento de inércia em relação ao eixo principal da seção transversal, utiliza-se o teorema dos eixos paralelos:

$$I = \bar{I} + Ad^2 \quad (27)$$

3.1.3. Pneu da Bicicleta

Desconsiderando-se o amortecedor, o pneu seria o principal elemento dissipativo do sistema, haja vista a baixa dissipação promovida pela estrutura tanto da roda, quando da própria bicicleta. Apesar de sua grande importância, seus parâmetros não são facilmente determináveis de forma analítica, dada complexidade de se modelar pneus.

Posto isso, os parâmetros referentes ao pneu são, em geral, definidos experimentalmente, como no trabalho desenvolvido por Waechter *et. al.* (2002), em que são analisados elementos dissipativos atuantes em bicicletas. Para obter as constantes de rigidez e amortecimento do pneu por eles adotado no trabalho, recorre-se a experimentos de oscilação livre, em que o autor obtém 134 kN/m de rigidez e 272 Ns/m de amortecimento, para uma pressão de 75 psi, valores esses equiparáveis aos de uma bicicleta urbana convencional, como apresentado em He *et. al.* (2005).

3.1.4. Roda da Bicicleta

A rigidez equivalente do sistema, composto pelo aro, raios e pneu, pode ser determinada por meio de uma associação das rigidezes anteriormente obtidas, podendo ser associadas em série ou em paralelo. Segundo Rao (2008), uma associação em série deve ser usada quando dois elementos de rigidezes distintas estão sujeitos ao mesmo forçamento, mas sofrem deslocamentos diferentes, como está apresentado na Figura 31, em que o elemento de rigidez K_1 deforma-se mais do que o de rigidez K_2 e sua associação pode ser obtida por meio da Equação:

$$K = \frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2} \quad (28)$$

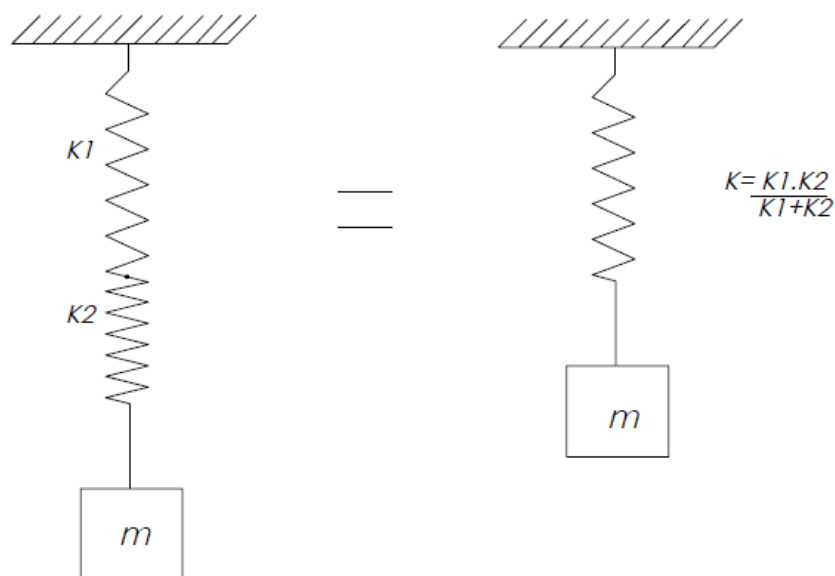


Figura 31- Representação de uma associação em série

Basta então, associar a rigidez obtida a partir da Equação (28) em paralelo com a Equação (26), obtendo-se, então, a rigidez da roda.. Em seguida, para obter a rigidez do conjunto roda-pneu, deve-se associar a rigidez da roda em serie com a do pneu.

O pneu tem rigidez consideravelmente menor do que o conjunto formado pelo aro e raios, o que pode ser comprovado pelo cálculo da rigidez equivalente da roda, que mostra que valor da rigidez equivalente do sistema é muito próximo a do pneu, de 134 KN/m, demonstrando que o conjunto formado pelo aro e raios atua como um elemento aproximadamente rígido e que o pneu é, de fato, o elemento que possui maior contribuição na atenuação das vibrações.

3.2. EXCITAÇÃO DE BASE

Ao longo do estudo a respeito do dispositivo com LMF, a fim de analisar sua eficiência, serão simulados três tipos distintos de excitações de base. Primeiramente, será considerado um obstáculo padrão que simula um quebra-molas, fundamental análise, já que se trata de um obstáculo comumente enfrentado nas vias públicas brasileiras.

Em seguida, a título de que seja possível uma posterior verificação do modelo numérico, será definida uma excitação periódica. Por fim, far-se-á uma tentativa de definir parâmetros próximos ao que seriam as imperfeições de superfícies reais.

3.2.1. Obstáculo Padrão

A fim de simular uma condição corriqueira, que é a presença de uma lombada, será considerado um obstáculo padrão inspirado no definido em Buarque (2004), mostrado na Figura 32. Contudo, para que se assemelhe ainda mais às lombadas encontradas no Brasil, far-se-á uma adaptação, não se considerando esse platô de 150mm.

A ideia é reproduzir os efeitos sofridos pela bicicleta ao passar por um obstáculo similar a um quebra-molas e posteriormente analisar o desempenho do dispositivo frente a solicitações dinâmicas como essa. O perfil adotado é aproximadamente senoidal e dimensões próximas das apresentadas na Figura 32, à exceção do platô superior. Vale ressaltar que, para uma descrição mais realista deste obstáculo, é comum o uso de um equacionamento cossenoidal pois este considera subida e descida mais suaves, mesmo que não encontrados em ambientes reais.

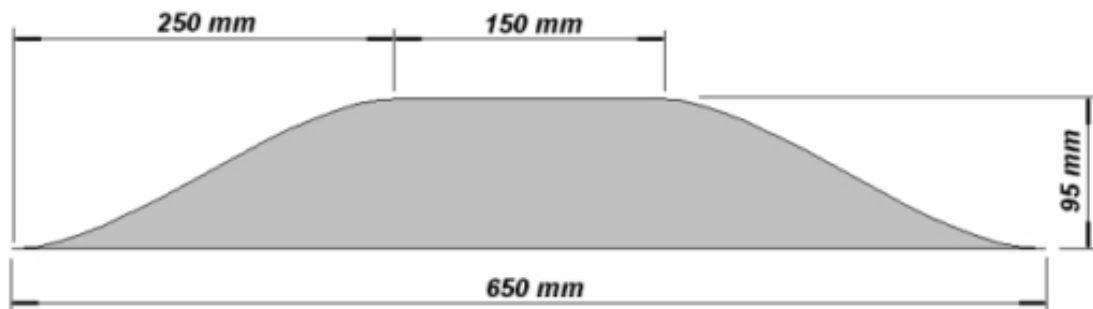


Figura 32- Obstáculo padrão definido em Buarque (2004)

3.2.2. Excitação Periódica

Apesar de se tratar de um caso extremo e pouco provável de ocorrer durante o uso da bicicleta, faz-se necessário estabelecer um obstáculo que seja uma senoide completa, com picos e vales, como mostra a Figura 33 diferentemente da definida na Seção Obstáculo Padrão, nela só havia um pico para que fosse simulada uma lombada. Essa necessidade se deve ao fato de que a formulação analítica a ser adotada posteriormente nesse trabalho considera a excitação de base como sendo dessa maneira, uma senoide completa.

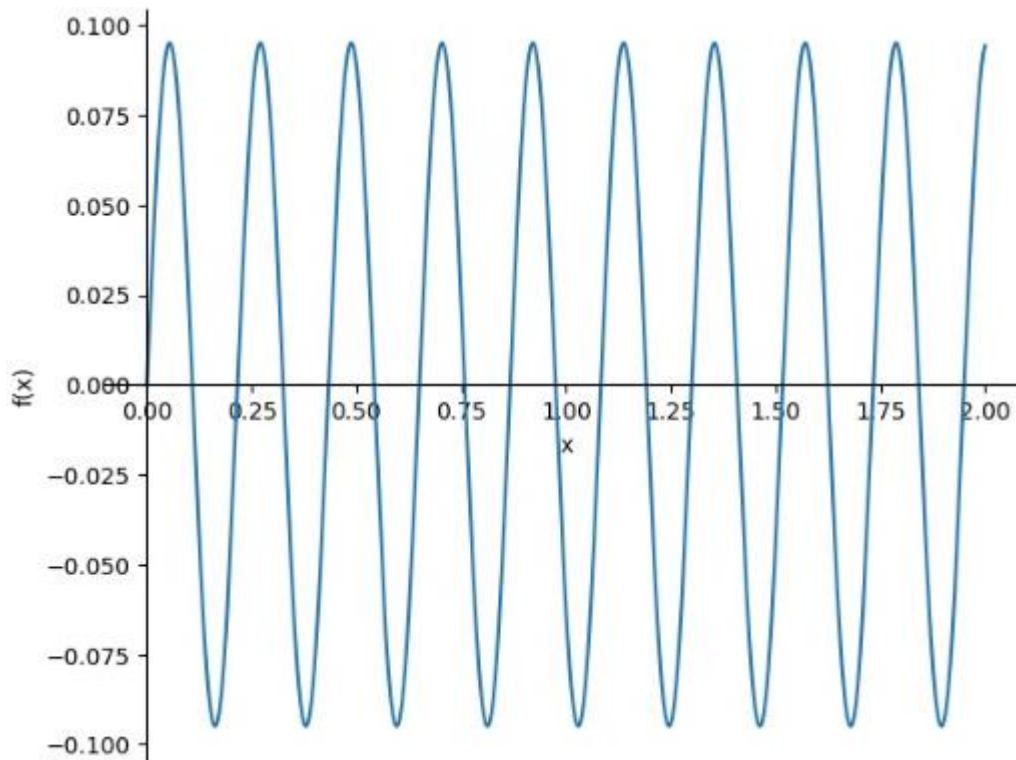


Figura 33- Excitação de base periódica

3.2.3. Simulação de Superfícies Reais

Por fim, pretendeu-se simular o que seria uma superfície real, sem considerar lombadas ou buracos de grandes dimensões, apenas imperfeições naturais. Para isso, considerou-se quatro tipos de superfícies que podem ser enfrentadas pelo dispositivo, como mostra a Tabela 1.

Tabela 1 - Características aproximadas de diferentes tipos de pista (X-ENGINEER, 2022)

Tipo de Superfície	Amplitude Média das Irregularidades [mm]	Distância Média Entre Irregularidades [m]
Autoestrada	10 – 20	10 – 15
Vias Urbanas Asfaltadas	10 – 20	1 – 2
Vias Urbanas de Paralelepípedo	30 – 40	0,15 – 0,30
Terrenos Acidentados	50 – 70	0,1 – 0,15

Um terreno com perfil irregular não é trivial de ser modelado, na grande maioria dos casos é determinado por meio de um processo estocástico. Entretanto, para estudos dinâmicos, esses terrenos poderiam ser aproximados para um sinal senoidal, ou mesmo para funções

periódicas como as apresentadas na Seção 2. Observa-se, ainda, na Figura 34 e na Figura 35 como seria o perfil das superfícies a serem consideradas posteriormente na análise.

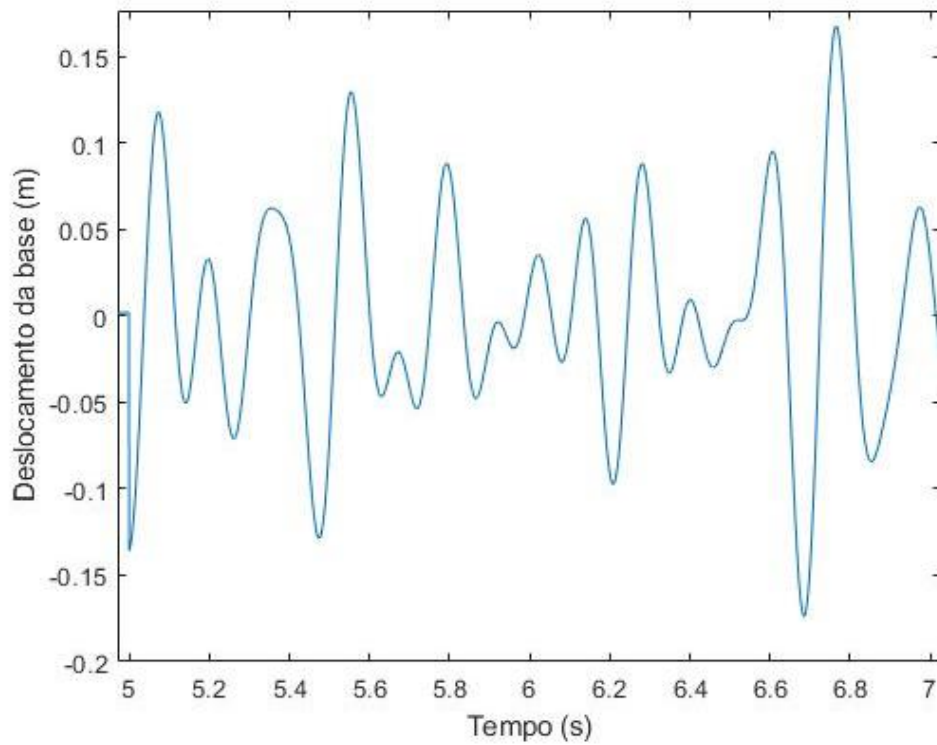


Figura 34- Perfil da via urbana asfaltada

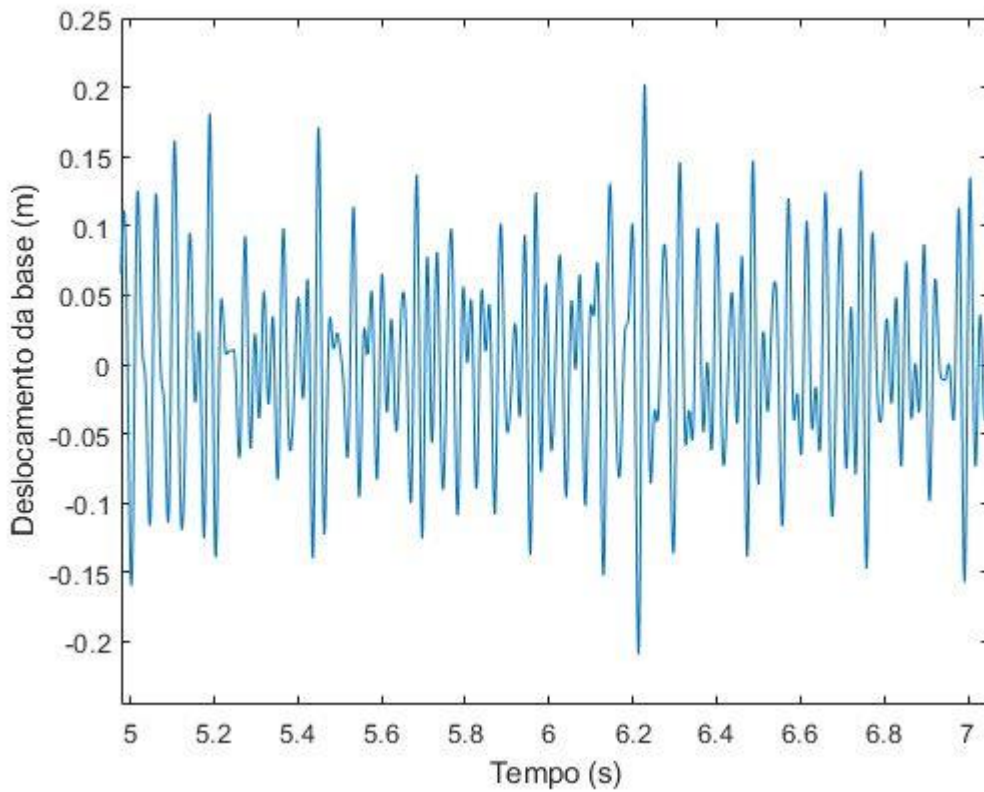


Figura 35- Perfil da via urbana com paralelepípedos

3.3. O DISPOSITIVO

O dispositivo estudado, demonstrado esquematicamente na Figura 36 abaixo, pode ser dividido em 10 componentes, cada um com uma função pré-estabelecida, de forma a cumprir com os objetivos a que o presente trabalho se propõe.

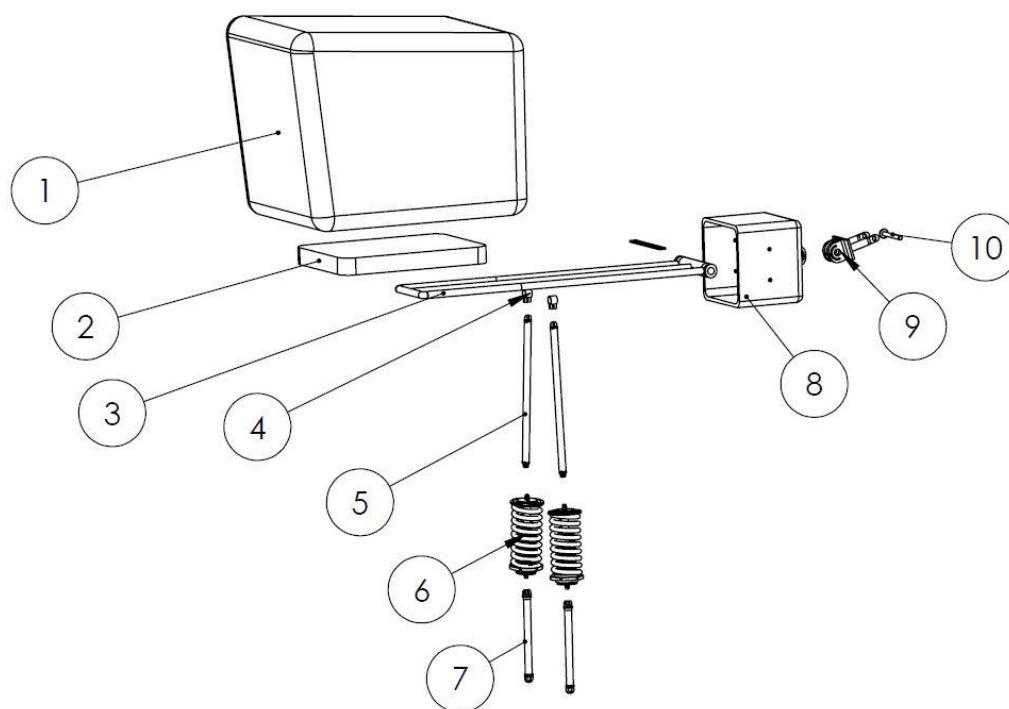


Figura 36- Vista explodida do bagageiro com o dispositivo

O dispositivo é entendido como sendo o conjunto de tudo que está descrito na figura acima. Abaixo, uma lista descritiva dos componentes enumerados na Figura 36.

A enumeração descrita acima pode ser separada em dois grandes grupos, o que já é possível de ser encontrado em bagageiros comerciais e o que será agregado nesse estudo. Em bagageiros comerciais encontra-se os itens 1 (baú), 2 (suporte para fixação do baú), 3 (estrutura metálica), 5 e 7 (hastes para fixação).

Já para o caso particular do dispositivo desenvolvido, acrescentar-se-á outras partes. O item 4 é um elemento de fixação móvel, já que se pensou na necessidade de haver algum modo de se compensar os diferentes entre-eixos para distintos modelos de bicicletas. Em 6 têm-se um par de molas lineares elásticas e sua finalidade será descrita ao longo da Seção 4.2. O item 8 é uma caixa apenas para acomodar os fios de LMF e as roldanas, a fim de protegê-los de

intempéries, além de evitar possíveis acidentes. 9 é uma regulagem radial com pino, para que se possibilite adaptar a angulação do bagageiro de modo a compensar as dimensões de diferentes modelos de bicicletas. Por fim, 10 é um sistema simples já utilizado em bagageiros comerciais. A finalidade de tal sistema seria o travamento do dispositivo por inteiro no eixo do banco, a ser feito de modo que não impeça a regulagem do próprio banco.

Na Figura 37, é possível visualizar com mais detalhes a caixa de polias do dispositivo. Esta configuração foi desenvolvida para acomodar o grande comprimento de fios necessário para dissipar a energia vibratória. Destaca-se a distribuição dos fios, três acima e três abaixo do bagageiro rotulado, conectados a este por tensionadores, necessários para garantir que os fios ficarão próximos a tensão crítica de transformação. Espera-se que tal tensão venha ajustada de fábrica, de forma que o usuário apenas necessite realizar regulagens esporádicas como forma de manutenção.



Figura 37 - Vista renderizada da caixa de polias

Já na Figura 38, abaixo, tem-se a caixa de polias transparente para melhor visualizar os componentes internos. Destaca-se, aqui, as polias as quais os fios serão distribuídos, há seis delas na parte frontal e quatro na parte traseira da caixa, fixadas com anéis elásticos na estrutura

54 da caixa. Também é possível observar o eixo da rótula do bagageiro e o posicionamento dos três fixadores traseiros dos fios.

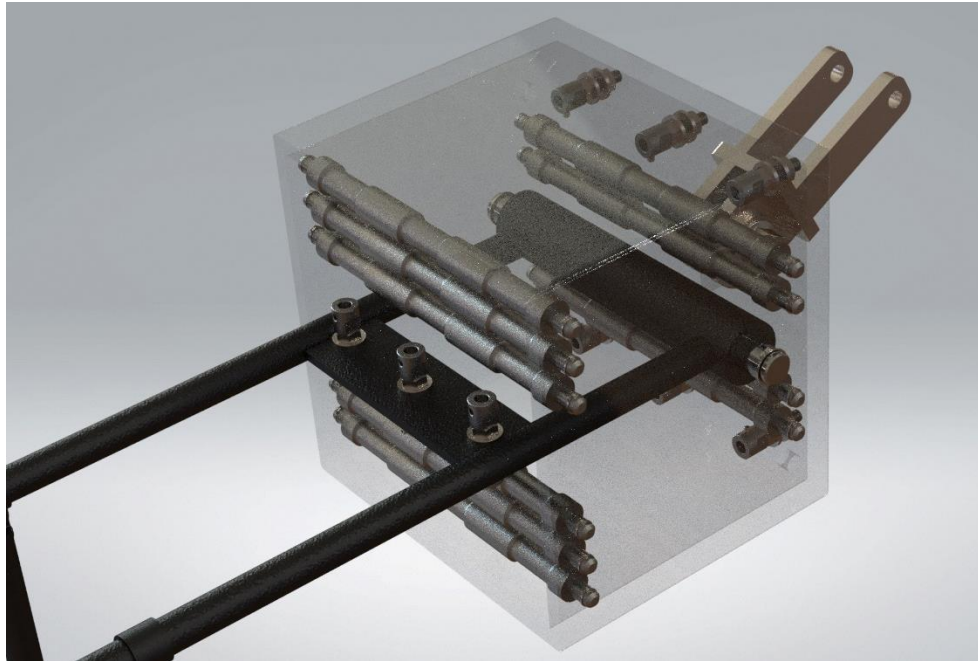


Figura 38 - Vista renderizada dos componentes no interior da caixa de polias

Por fim, na Figura 39, é possível observar com clareza a distribuição dos fios de LMF por dentro da caixa de polias. Destaca-se a importância de que a rugosidade das polias seja adequada para reduzir, dentro no possível, o atrito de contato com o fio para que este deslize pelas polias e obtenha uma deformação homogênea por todo seu comprimento.

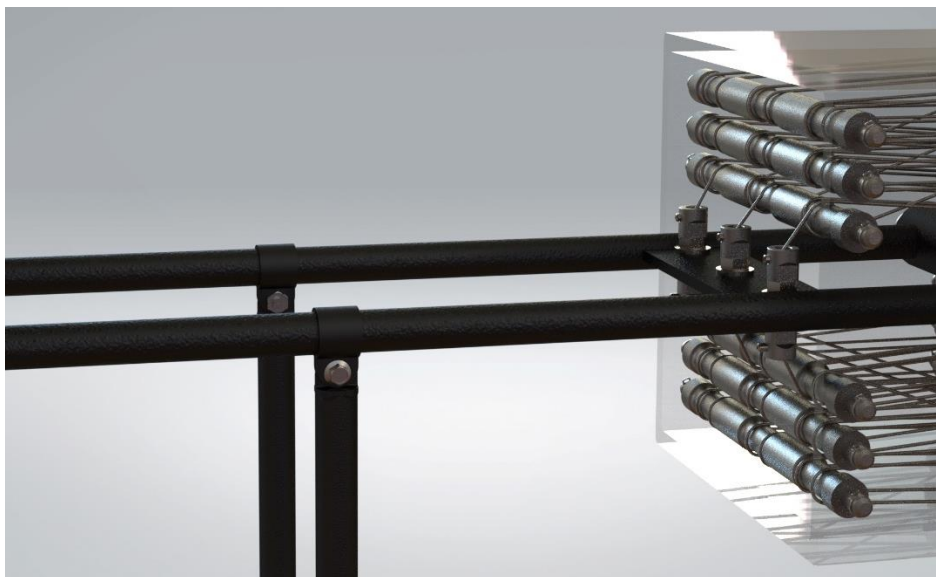


Figura 39 - Vista renderizada da distribuição dos fios de SMA nas polias

CAPÍTULO IV

4. MODELAGEM

Dada a descrição da bicicleta e de seus parâmetros, é possível agora estabelecer nesta Seção uma análise que permita compreender o comportamento dinâmico da bicicleta de entrega durante o tráfego urbano.

Baseadas nela, posteriormente, a solução analítica será estudada aplicando conceitos clássicos, tais como já mencionados ao longo da revisão bibliográfica, para sistemas submetidos a ações dinâmicas, enquanto a solução numérica foi desenvolvida recorrendo ao suporte de softwares de análises de engenharia.

4.1. SEM DISPOSITIVO

Inicialmente, há de se modelar o sistema sem o dispositivo com LMF, aproximando-se o caso analisado a um modelo massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade discreto, seguindo-se os conceitos de vibrações mecânicas. A Figura 40 abaixo possibilita visualizar o comportamento do sistema convencional ao sofrer solicitações dinâmicas do terreno.

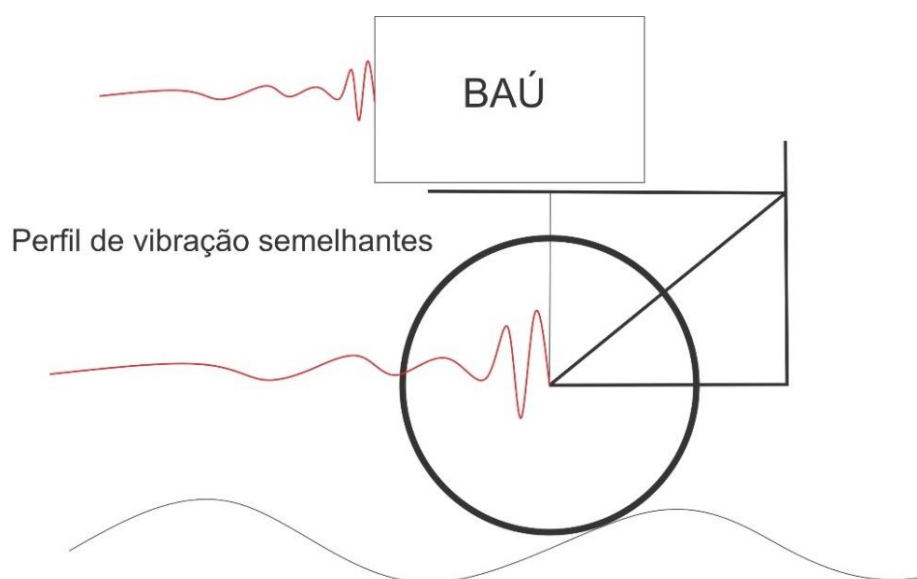


Figura 40- Modelo simplificado de bicicleta sem dispositivo de LMF

Como apresentado nos capítulos anteriores, a rigidez da roda e amortecimento do pneu, serão parâmetros preponderantes para a modelagem do sistema simplificado. Para essa abordagem um sistema massa mola amortecedor que permite visualizar o comportamento do sistema é observado na Figura 41.

Vale ressaltar que, por conta da natureza de um veículo com duas rodas, apenas parte da massa do sistema será suportada pelo eixo traseiro, onde estará acoplado o bagageiro. Além disso, a bicicleta foi aproximada para um corpo rígido, assim, a vibração experimentada pelo eixo traseiro será transmitida ao baú na mesma magnitude, já que foi desconsiderado qualquer movimento relativo entre eles.

O modelo da Figura 41 abaixo, em conjunto com a Equação (1) permite descrever amplitudes de deslocamento, velocidade e aceleração, considerando as excitações de base introduzidas ao longo da Seção 3.2.

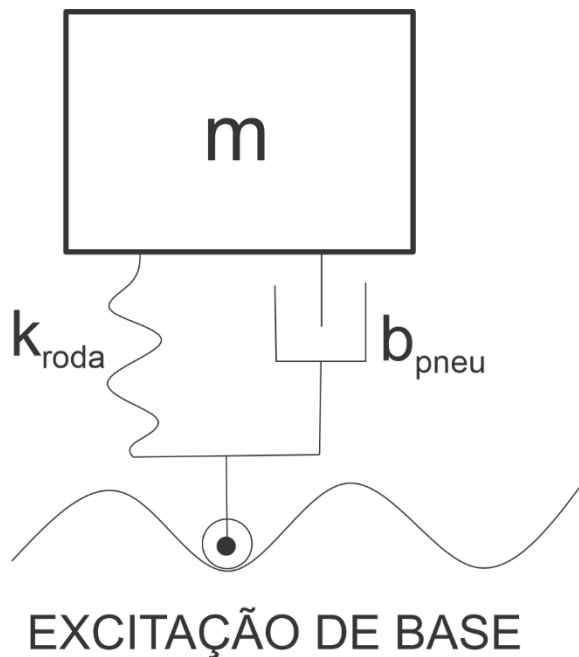


Figura 41- Modelo Massa-Mola-Amortecedor simplificado

4.2. COM DISPOSITIVO

A fim de que seja possível analisar os parâmetros do dispositivo já com o elemento com memória de forma, modelou-se o sistema abaixo considerando que o bagageiro estaria fixo a

bicicleta por meio de uma rótula e considerou-se a presença de um par de molas lineares elásticas e o dispositivo com memória de forma, como mostra de maneira representativa a Figura 42 abaixo, que possibilita visualizar o comportamento do sistema convencional ao sofrer solicitações dinâmicas do terreno.

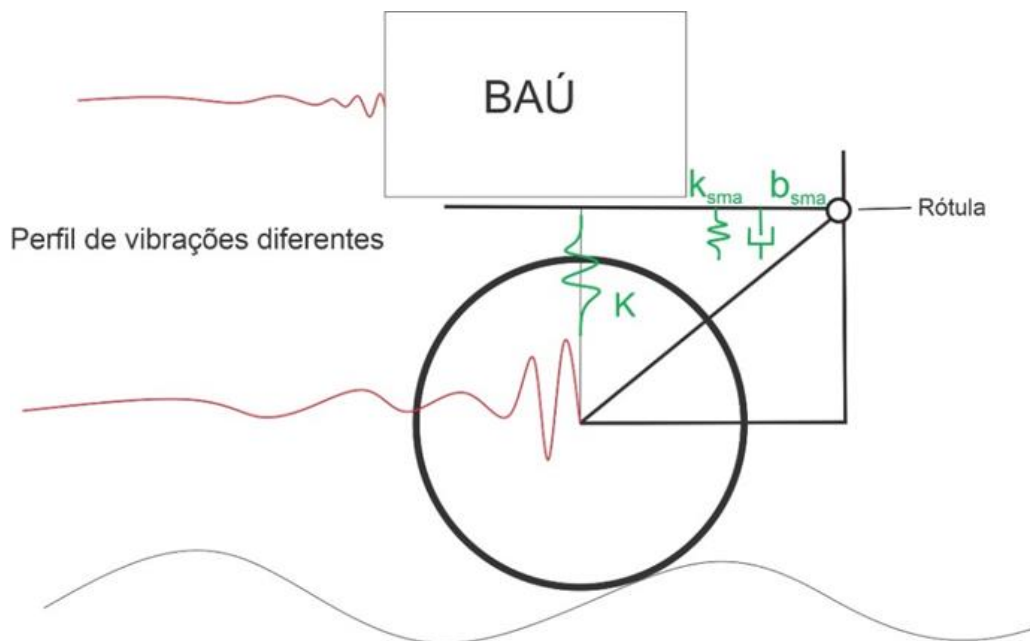


Figura 42- Modelo simplificado de bicicleta com dispositivo de LMF

Para que seja possível dimensionar o dispositivo com LMF, é necessário antes estabelecer algumas diretrizes sobre o sistema, que tendem a impactar a integridade do alimento transportado, como por exemplo a aceleração máxima. Para tal, há alguns estudos bem difundidos que descrevem os limites de aceleração e de RMS aos quais um produto pode ser submetido sem que haja o comprometimento em sua integridade.

Notório que não se pretende analisar o conforto do alimento transportado, contudo, esse é um parâmetro razoável para se aproximar a situação de estudo. Assim, tomando-se as excitações de base descritas ao longo da Seção 3.2, Haniszewski et. al. (2019) define experimentalmente que, no caso de um quebra-molas, valores acima de 1.37g não são ideais no que tange ao conforto humano. Mas já que não se pretende prezar pelo conforto do alimento, sim pela sua integridade, é possível considerar uma aceleração limite superior a essa, além de

que o parâmetro definido em Haniszewski et. al. (2019) considera um carro de passeio, que apresenta dimensões consideravelmente superiores às de uma bicicleta.

Outro parâmetro interessante para compreender melhor a eficiência do dispositivo na mitigação de acelerações verticais sofridas pela carga seria analisar a média de amplitude vibratória, por meio de RMS com dados discretos, levando em conta a velocidade e conseqüentemente a frequência a que o alimento está exposto. No transporte de frutas, por exemplo, Costa et. al. (2021) conclui que para frequências de até 20 Hz, amplitudes em RMS de cerca de 1,8 são ideais para preservar a integridade do alimento.

Há ainda de se pensar que quando a bicicleta atingir seu ponto máximo de deslocamento vertical, o alimento transportado no baú ainda continuaria se deslocando, por inércia. Assim, entende-se que a aceleração equivalente do sistema como um todo deve ser reduzida, uma das formas de reduzi-la seria diminuindo o coeficiente de rigidez do sistema, como mostra a Equação (1), ao se isolar a aceleração.

Para tal, acrescentou-se, como já mostrado na Figura 24 e mais bem detalhado na Figura 43 abaixo, molas lineares elásticas comerciais. Sua principal finalidade é a redução da rigidez equivalente do sistema, já que as molas consideradas nesse estudo possuem rigidezes consideravelmente menores do que as das LMF, acarretando menores acelerações vibratórias, conforme mostra Konieczny et. al. (2015), trabalho no qual se comprova que o incremento de rigidez provocado pelo aumento na pressão dos pneus acarreta maiores acelerações.

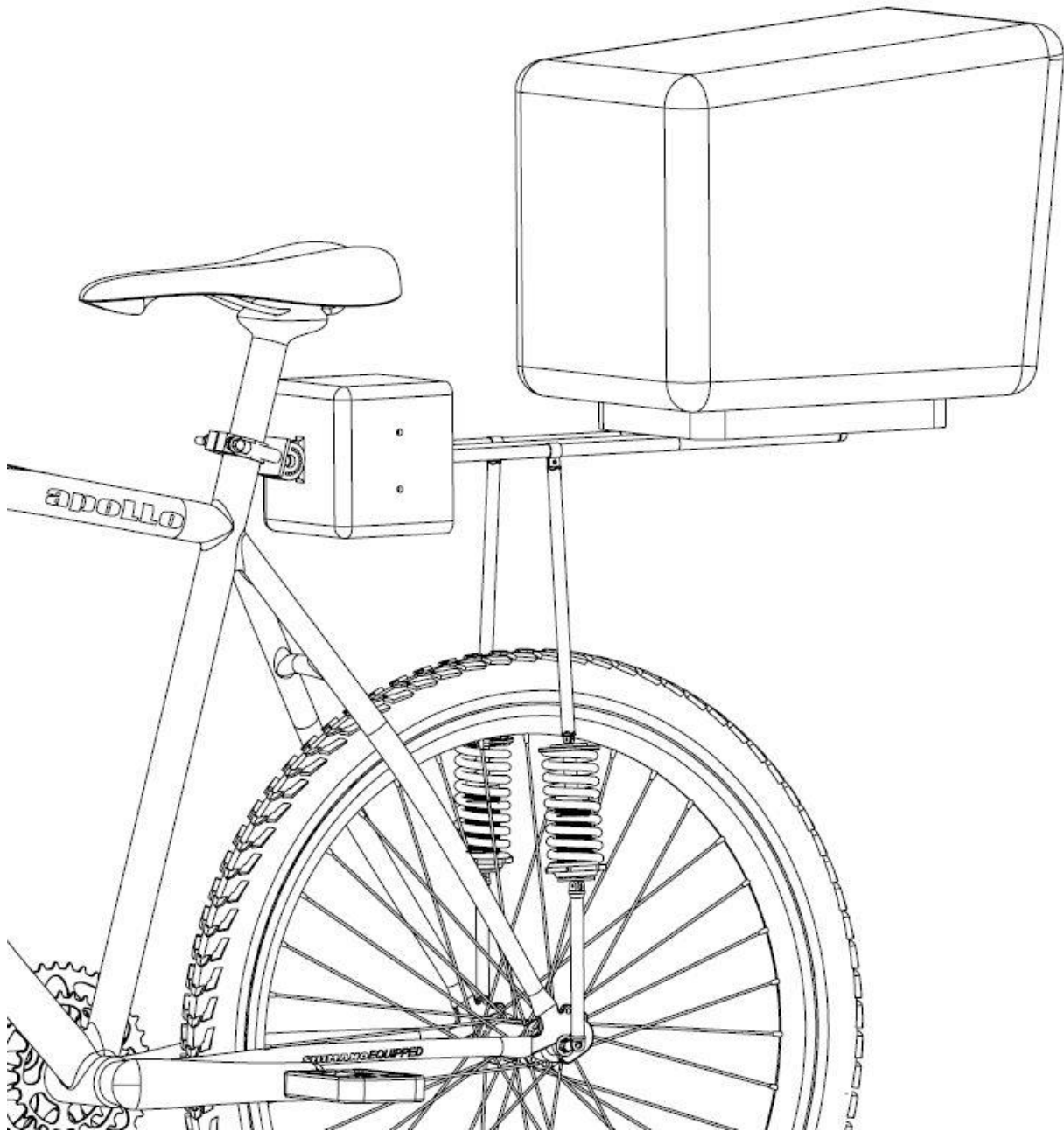


Figura 43- Representação detalhada do ponto de interesse na bicicleta

Resta então, definir o sistema equivalente para o modelo com o dispositivo estudado. Consoante da Silva (2016), é possível aproximar o modelo considerando o bagageiro como sendo uma viga rotulada apoiada em uma base elástica e, a partir disso, definir um sistema equivalente que represente a situação de interesse para o trabalho.

Diferentemente do modelo sem LMF, agora a roda da bicicleta também será considerada como sendo um corpo rígido, haja vista que o bagageiro terá um suporte rotulado, considerando que a inércia de rotação será desprezada e que a mola linear elástica representada na Figura 43 terá rigidez consideravelmente inferior a rigidez equivalente calculada para a roda da bicicleta no Capítulo III. Dado isso, a excitação de base será transmitida de forma integral ao bagageiro e a massa a ser considerada será apenas a massa do sistema baú-bagageiro.

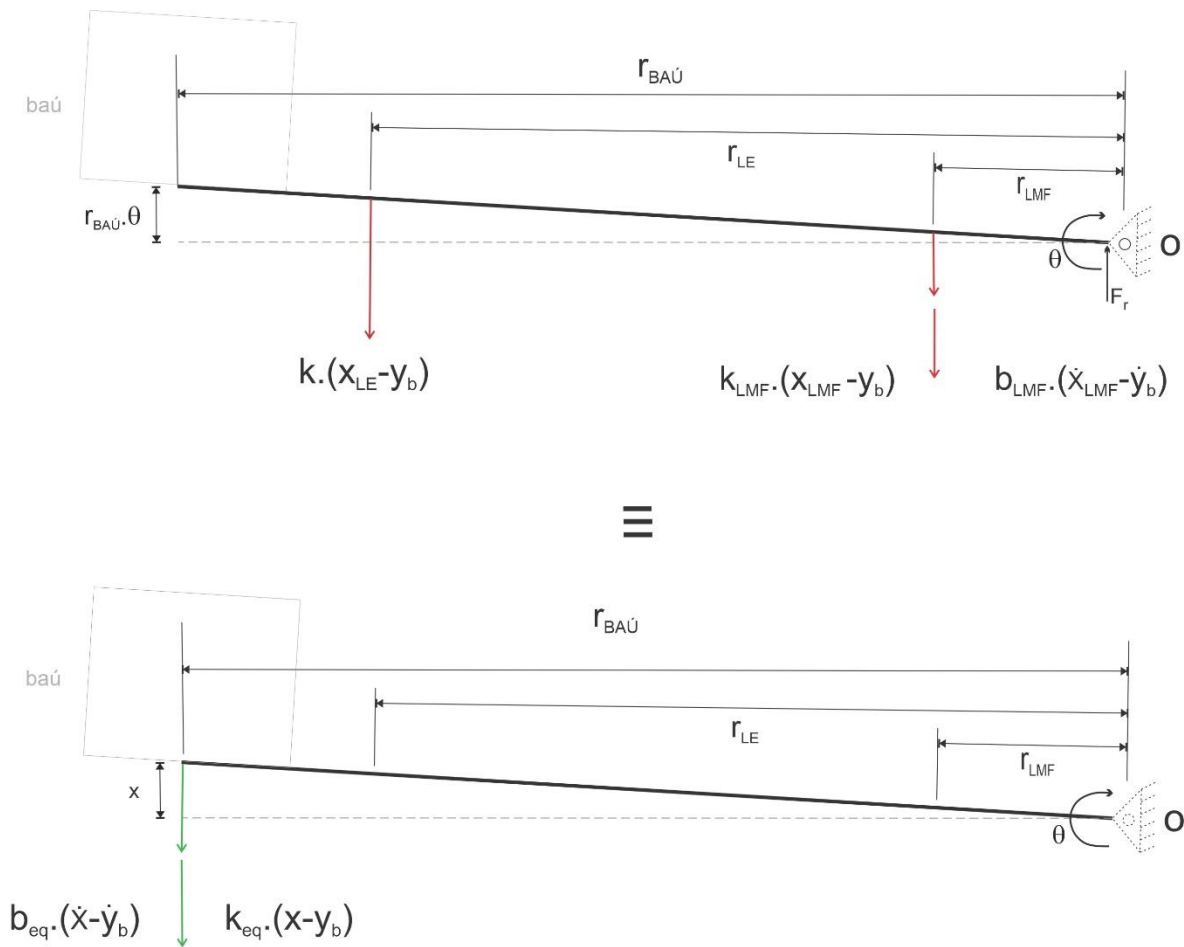


Figura 44- Diagrama de corpo livre do sistema equivalente com dispositivo

Tomando por base o diagrama de corpo livre descrito acima na Figura 44, onde x_{LE} representa o deslocamento vertical da mola linear elástica no ponto da mola e que x_{LMF} é o da liga com memória de forma, é possível definir o sistema equivalente da bicicleta com o dispositivo com LMF. Para iniciar a modelagem do sistema equivalente, foi tomada como

premissa que todas as forças presentes no bagageiro inicialmente deveriam ter comportamento semelhante ao das forças equivalentes consideradas em um ponto de interesse do bagageiro.

A extremidade do bagageiro, que possui distância $r_{baú}$, é crítica para a análise do sistema equivalente, já que esse é o local em que está posicionado o centro de massa do baú de entrega, ponto focal da análise. Além disso, como pode ser visualizado na figura (acima), o deslocamento vertical do baú é representado pela variável x , que é determinada pelo produto de $r_{baú}$ pelo ângulo de rotação θ . Tal consideração é válida desde que todo o sistema seja modelado para atuar em pequenas rotações, consoante objetivo desse trabalho.

Dada a consideração de que o sistema equivalente e o sistema original tenham comportamentos semelhantes, o somatório de momentos em relação a rótula, tanto para as forças causadas pelos elementos de rigidez, quanto para os elementos de dissipação, para ambos os sistemas, deve ser igual. Portanto:

$$k_{eq} \cdot (x - y_b) \cdot r_{BAÚ} = k_{LE} \cdot (x_{LE} - y_b) \cdot r_{LE} + k_{LMF} \cdot (x_{LMF} - y_b) \cdot r_{LMF} \quad (29)$$

e

$$b_{eq} \cdot (\dot{x} - \dot{y}_b) \cdot r_{BAÚ} = b_{LMF} \cdot (\dot{x}_{LMF} - \dot{y}_b) \cdot r_{LMF} \quad (30)$$

considerando que

$$x_{LE} = \frac{x \cdot r_{LE}}{r_{BAÚ}} \quad (31)$$

e que

$$x_{LMF} = \frac{x \cdot r_{LMF}}{r_{BAÚ}} \quad (32)$$

Isso é válido também para o cálculo dos momentos de inércia, neles o bagageiro é aproximado como sendo uma barra pivotada na rótula e o baú como sendo uma massa pontual.

$$\frac{1}{3} \cdot m_{\text{bagageiro}} \cdot r_{\text{BAÚ}}^2 + m_{\text{baú}} \cdot r_{\text{BAÚ}}^2 = m_{\text{equivalente}} \cdot r_{\text{BAÚ}}^2 \quad (33)$$

ou

$$m_{\text{equivalente}} = \frac{1}{3} \cdot m_{\text{bagageiro}} + m_{\text{baú}} \quad (34)$$

As equações (29) e (30), fornecem:

$$K_{\text{equivalente}} = \frac{1}{r_{\text{BAÚ}}^2} \cdot (k_{\text{LE}} \cdot r_{\text{LE}}^2 + k_{\text{LMF}} \cdot r_{\text{LMF}}^2) \quad (35)$$

e

$$b_{\text{equivalente}} = \frac{1}{r_{\text{BAÚ}}^2} \cdot (b_{\text{LMF}} \cdot r_{\text{LMF}}^2) \quad (36)$$

Com base no exposto até então, obtém-se o sistema equivalente mostrado abaixo na Figura 45, que será utilizado a seguir nas análises.

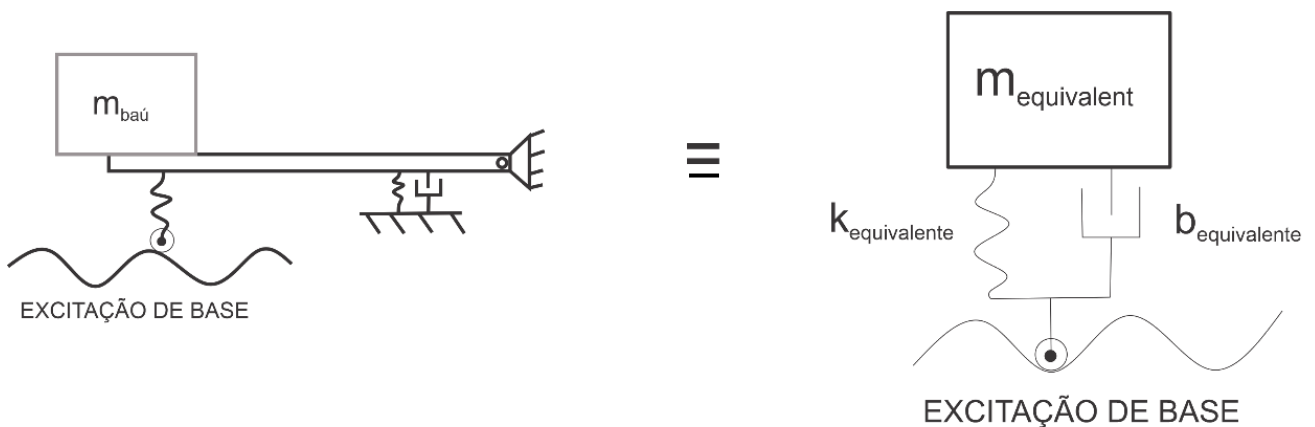


Figura 45- Sistema equivalente com dispositivo

CAPÍTULO V

5. MÉTODO ANALÍTICO

A presente seção pretende analisar ambos os modelos descritos ao longo da Seção 4 considerando-os como sendo um modelo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade discreto.

5.1. EQUACIONAMENTO GERAL DE MOVIMENTO

Todos os parâmetros descritos até aqui são necessários para descrever o comportamento dinâmico da bicicleta função do tempo. De acordo com Da Silva (2016), o deslocamento vibratório de um sistema com excitação de base pode ser representado como:

$$x(t) = Y_0 * |G''(i\omega)| * e^{i(\omega_f t - \phi')} \quad (37)$$

Para casos mais simplistas, é comum considerar o termo complexo da Equação (37) como um termo que produz uma resposta harmônica. Portanto, a Equação (37) pode ser escrita como:

$$x(t) = Y_0 * |G''(i\omega)| * \text{sen}(\omega_f t - \phi') \quad (38)$$

onde Y_0 é a amplitude do obstáculo, ϕ' o ângulo de fase do sistema e $|G''(i\omega)|$ é o fator de transmissibilidade de movimento do obstáculo para o sistema massa-mola-amortecedor, a ser utilizado posteriormente no capítulo 7.2 para a verificação do modelo.

Vale mencionar que a amplitude máxima do sistema pode ser estabelecida pelo produto da amplitude do obstáculo pelo fator de transmissibilidade, que é um fator que permite que se estabeleça uma relação entre a amplitude de resposta e a amplitude de excitação, sendo essa

relação máxima quando a razão ω_f/ω_n for igual a 1. De acordo com Da Silva (2016), o fator de transmissibilidade é escrito como

$$|G''(i\omega)| = [1 + (2\xi \frac{\omega_f}{\omega_n})^2]^{\frac{1}{2}} * \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega_f}{\omega_n})^2]^2 + (2\xi \frac{\omega_f}{\omega_n})^2}} \quad (39)$$

logo,

$$x_{max} = Y_0 * |G''(i\omega)| \quad (40)$$

O mesmo raciocínio é válido para determinar a velocidade máxima, sendo a velocidade em função do tempo determinado pela derivada da Equação (37).

$$v(t) = \omega_f * Y_0 * |G''(i\omega)| * \cos(\omega_f t - \phi') \quad (41)$$

e

$$v_{max} = \omega_f * Y_0 * |G''(i\omega)| \quad (42)$$

Com a derivada segunda da posição, é possível descrever o equacionamento para a aceleração do sistema e por fim sua amplitude máxima, sendo ambas determinadas como:

$$a(t) = -\omega_f^2 * Y_0 * |G''(i\omega)| * \sin(\omega_f t - \phi') \quad (43)$$

e

$$a_{max} = \omega_f^2 * Y_0 * |G''(i\omega)| \quad (44)$$

Feita a modelagem, antes que se façam as simulações numéricas, optou-se pela utilização de métodos analíticos a fim de determinar parâmetros necessários e viabilizar a

posterior verificação análise numérica. Nesse sentido, serão abordados todos os parâmetros possíveis de serem calculados por métodos analíticos, sendo eles posteriormente consolidados ao longo de tabelas dispostas na Seção 6.

5.2. DETERMINAÇÃO DO FIO DE LMF

Com base nos métodos analíticos que serão utilizados neste trabalho e nas condições de contorno, a exemplo, a amplitude máxima de aceleração que se pretende alcançar com a utilização do dispositivo, para em seguida estabelecer uma relação dessas variáveis com os parâmetros do fio de LMF caracterizado em Adeodato (2021). Alguns parâmetros da liga utilizada podem ser visualizados na Tabela 2.

Tabela 2- Características da LMF adotada (ADEODATO, 2021)

Diâmetro do fio	0,9 mm
Tensão crítica do fio	285,5 MPa
Temperatura de trabalho	303 K
Temperatura final da austenita	287,4 K
Temperatura final da martensita	270,6 K
Módulo de elasticidade da austenita	43,2 GPa
Módulo de elasticidade da martensita	18,9 GPa

Além disso, vale menção de que o balanço entre níquel e titânio na composição da LMF interfere diretamente na temperatura em que ocorre a transformação de fase, conforme a curva descrita na Figura 46. Sendo esse mais um motivo para que fosse escolhida a liga caracterizada em Adeodato (2021), já que sofre transformação de fase a cerca de 30°C, não necessitando de uma fonte ativa de calor para que seja funcional.

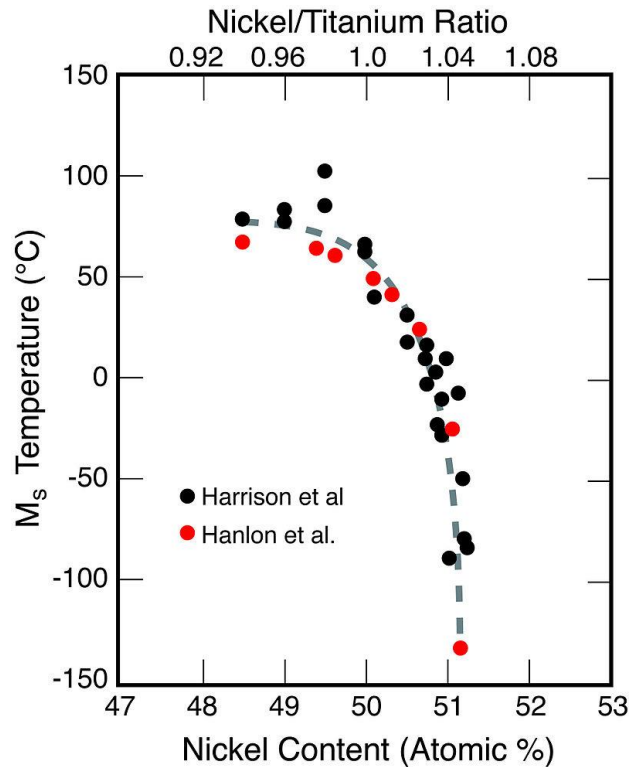


Figura 46- Relação entre a temperatura de transformação de fase e a composição da liga de Ni-Ti (WIKIPEDIA, 2022)

Da Equação (43) e com base nas considerações feitas na Seção 4.2, alcançar o parâmetro de aceleração limite de 1,37g definido em Haniszewski et. al. (2019) mostrou-se inviável dadas diferenças dimensionais, já que o autor considera um carro de passeio e o presente trabalho uma bicicleta. Considerando-se um caso crítico, particularmente a excitação periódica do obstáculo padrão, definida na Seção 3.2.2, por meio de uma espiral de projeto que variava a rigidez equivalente do sistema, alcançou-se 2,25g como sendo a aceleração vertical mínima factível para o sistema estudado. Em seguida, é possível determinar a rigidez equivalente necessária para o sistema e, por fim, utilizando-se a Equação (35) pode-se determinar a rigidez do fio de LMF, sendo, portanto:

$$k_{LMF} = \frac{k_{eq}r_{baú}^2 - k_{LE}r_{LE}^2}{r_{LMF}^2} \quad (45)$$

Vale ressaltar que a mola linear elástica acoplada a haste do bagageiro é um elemento comercial, tendo tomado como base um k_{LE} de 10.000 N/m, considerado um valor razoável para molas encontradas em bicicletas convencionais e de ampla comercialização.

Com base no amortecimento necessário do sistema, definido como sendo $\frac{1}{4}$ do amortecimento crítico, o que costuma ser utilizado em carros de passeio visando ao conforto dos passageiros (CALVO, 2005), é possível calcular a energia que o fio deve dissipar, dados diâmetro do fio definido na Tabela 2 e a capacidade dissipativa por volume definida em Jacob (2019).

Utilizando as equações (8) e (9) é possível determinar a energia que o fio de LMF deve dissipar para que o valor de amortecimento determinístico para o sistema seja obedecido. Para o cálculo dessa energia, o valor de k na Equação (9) será a rigidez do fio calculada por meio da Equação (45) e a amplitude do deslocamento u_o , será medida no ponto do bagageiro onde o fio se encontra engastado.

Com base nas considerações feitas, o dispositivo de LMF deve dissipar um valor em torno de 19,25 Joules. Para esse valor requerido de dissipação, juntamente com os parâmetros do fio já estabelecidos, é necessário um volume de 1924,3 mm³, chegando a uma configuração de 2,8 fios de 1,008m cada para fornecer o volume necessário. Como os fios devem ser divididos em partes igualitárias de comprimento, para facilitar a posterior montagem, será considerada nesse estudo uma configuração de 3 fios de 1m cada.

CAPÍTULO VI

6. CONSOLIDAÇÃO DE PARÂMETROS

Esta Seção apresenta um resumo dos parâmetros definidos ou calculados, que serão usados nos próximos capítulos na modelagem do sistema. Os parâmetros estão organizados nas Tabelas 3-8.

Tabela 3- Parâmetros da bicicleta

Parâmetro	Valor
Massa da Bicicleta	20 kg
Massa do Condutor	80 kg
Massa do bagageiro	1,5 kg
Massa do Baú	12 kg
Faixa de Velocidade da Bicicleta	0 a 50 km/h

Tabela 4- Dimensões da bicicleta

Parâmetro	Valor
Altura da Bicicleta	1100 mm
Distância Entre-eixos	1100 mm
Diâmetro da Roda	685 mm
Altura do Baú	265 mm
Largura do Baú	370 mm

Tabela 5- Dimensões do obstáculo padrão adotado

Parâmetro	Valor
Comprimento total	650 mm
Altura	95 mm
Comprimento da Rampa	250 mm

Tabela 6- Parâmetros da roda

Parâmetro	Valor	Referência
Rigidez dos Raios	15,21 MN/m	Eq. (22)
Rigidez do Aro	908,7 kN/m	Eq. (26)
Rigidez da Roda sem o Pneu	857,471 kN/m	Eq. (28)
Rigidez da Associação Roda-Pneu	115,89 kN/m	Eq. (28)
Rigidez do Pneu	134 kN/m	(WAECHTER <i>et. al.</i> ,
Amortecimento do Pneu	272 Ns/m	2002)

Tabela 7- Parâmetros para análise numérica

Parâmetro	Valor	Equação utilizada
Massa equivalente do caso com dispositivo	12 kg	(35)
Massa equivalente do caso sem dispositivo	65 kg	
Rigidez equivalente para martensita	2,21 kN/m	
Rigidez equivalente para austenita	3,22 kN/m	
Rigidez equivalente do caso sem dispositivo	114 kN/m	(36)
Amortecimento equivalente para martensita	82 Ns/m	
Amortecimento equivalente para austenita	98 Ns/m	
Amortecimento equivalente do caso sem dispositivo	272 Ns/m	

Tabela 8- Parâmetros para modelagem com LMF

Parâmetro	Valor	Equação utilizada
Aceleração vertical limite	2,25 g	N/A
Rigidez da mola linear elástica	10 kNm	
Energia dissipada pelo dispositivo de LMF	10,25 J	
Comprimento do fio de LMF	1 m	Eqs. (8) e (9)
Número de fios de LMF	3	
Amortecimento da LMF	24,745 Ns/m	Eq. (5)
Rigidez de cada fio de LMF	25,37 kNm	Eq. (45)
Percentual de pré-tensão	4%	N/A
Massa equivalente	12,17 kg	Eq. (34)
Rigidez equivalente para martensita	2.213 Nm	Eq. (35)
Rigidez equivalente para austenita	3.220 Nm	Eq. (35)
Frequência natural para martensita	2,15 Hz	Eq. (2)
Frequência natural para austenita	2,59 Hz	Eq. (2)
Amortecimento equivalente	98,98 Ns/m	Eq. (36)

CAPÍTULO VII

7. MÉTODO NUMÉRICO

A aplicação de métodos numéricos é uma ferramenta para resolver problemas matemáticos complexos utilizando operações aritméticas de menor complexidade, discretizando o problema no domínio de alguma variável de interesse, como por exemplo a simulação de algum fenômeno físico em relação ao tempo.

Para esse estudo foi utilizado um software de simulação numérica que permite visualizar o comportamento dinâmico da bicicleta quando submetida a solicitações pontuais mais simples de serem determinadas, como é o caso do obstáculo padrão definido na Seção 3.2.1 e, também, no caso de terrenos mais complexos que seriam inviáveis de serem analisados por métodos analíticos.

7.1. IMPLEMENTAÇÃO

Inicialmente foi analisado o caso do obstáculo padrão definido na Seção 3.2.1, para a análise há de se definir os intervalos de tempo de interesse. Considerando-se o intervalo de velocidades descrito na Tabela 3 pode se definir quanto tempo a bicicleta nele permanece, por meio da Equação (46) e após esse tempo a bicicleta retornaria para a pista, descrevendo um comportamento de vibração livre.

$$t_{contato} = \frac{s}{v} \quad (46)$$

Para que a Equação (46) represente a condição para que a bicicleta tenha contato com o obstáculo, tem-se que

$$y(t) = \begin{cases} y_0 \cdot \text{sen}(w_f \cdot t), & \text{se } t \leq t_{contato} \\ 0, & \text{se } t > t_{contato} \end{cases}$$

Ademais, foi avaliado um caso simplificado, considerando-se os dados descritos ao longo da Seção 3.2, em que se pretende avaliar uma excitação de base periódica. Para tal análise,

utilizou-se os dados médios para os parâmetros definidos até então, tais como amplitudes e comprimento das irregularidades da pista, mostrados na Tabela 1.

Para as outras excitações descritas ao longo da Seção 3.2, prezou-se pela aleatoriedade dos perfis. Uma maneira de simular uma excitação randômica aletória é utilizando-se do conceito semelhante ao usado nas séries de Fourier, sendo essa excitação uma soma de funções periódicas, que fornece:

$$y(t) = a_0 + a_1 \text{sen}(\omega_1 t + \varphi_1) + \dots + a_6 \text{sen}(\omega_6 t + \varphi_6) \quad (47)$$

sendo as amplitudes a_0, \dots, a_6 e as frequências $\omega_1, \dots, \omega_6$ baseadas nos dados da Tabela 1.

Para este estudo, foi assumida uma função aleatória com seis termos, sendo o primeiro termo a_0 e os ângulos de fases considerados como nulos para simplificações, fornecendo um sinal aleatório razoável. Com base então na Equação (47) e tomando os dados apresentados na Tabela 1, obtém-se a Figura 34 e a Figura 35, que definem os perfis das duas superfícies aproximadamente reais a serem consideradas posteriormente nas análises, além disso, ressalta-se que as alturas e comprimento dos obstáculos consideradas podem ser visualizadas na Tabela 9 e na Tabela 10.

Tabela 9- Altura e comprimento considerados em cada termo para o perfil com paralelepípedo

Termo	Altura	Comprimento
1°	4 cm	30 cm
2°	3,2 cm	27 cm
3°	3 cm	15 cm
4°	3,8 cm	18 cm
5°	4 cm	20 cm
6°	3,5 cm	29 cm

Tabela 10- Altura e comprimento considerados em cada termo para o perfil asfaltado

Termo	Altura	Comprimento
1°	1 cm	1,3 m
2°	0,8 cm	1 m
3°	1,2 cm	1,7 m
4°	1,8 cm	1,4 m
5°	2 cm	2 m
6°	0,5 cm	1,31 m

Foi necessário adequar o problema de uma maneira que permitisse que a linguagem do pacote computacional utilizado simulasse e fornecesse resultados condizentes com a realidade. Uma análise de um sistema massa-mola-amortecedor consiste em resolver uma Equação ordinária de segunda ordem, como no caso da Equação (1). Uma maneira de resolver esse problema é utilizando de um artifício matemático para redução da ordem da Equação ordinária.

Para reduzir o seu grau e transformar numa linguagem simplificada, para que a rotina de solução do pacote computacional resolva a Equação, introduzindo os parâmetros da Equação (1) em formato matricial, basta considerar $\dot{x} = s$, em seguida dividir a Equação pela massa do sistema e depois isolar \dot{s} , obtendo-se a Equação

$$\dot{s} = -\frac{b}{m}s - \frac{k}{m}x + \frac{-F}{m} + \frac{b}{m}\dot{y}(t) + \frac{k}{m}y(t) \quad (48)$$

de forma matricial, tem-se:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k/m & -b/m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1/m & b/m & k/m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -F \\ \dot{y}(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \quad (49)$$

A Equação (49) descrita acima é pertinente para ambos os modelos, com LMF ou sem, contudo, os parâmetros nela descritos, como massa, rigidez e amortecimento, devem ser os de cada caso particular a ser analisado.

Após toda a formulação matricial, todos os parâmetros de entrada para a resolução do problema foram inseridos junto ao software, tais como massa do sistema, frequência e todas os outros parâmetros pertinentes. Para garantir que a solução desse sistema de matrizes seja adequada, utilizou-se de da rotina de solução de equações ordinárias conhecida como ODE45, que utiliza do método de Runge-Kutta. (MATHWORKS, 2022)

7.2. VERIFICAÇÃO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA

Ao estudar o comportamento dinâmico de um sistema, uma boa prática a ser seguida é elaborar um estudo numérico desse comportamento e estabelecer uma comparação com as outros tipos de análises. Um dos pontos positivos que pode ser destacado nesse método, é a descrição da resposta dinâmica do sistema de forma mais fidedigna. Na Figura 37 pode ser observado uma representação do foco inicial do estudo, onde se pretende analisar um sistema massa-mola-amortecedor simplificado de uma bicicleta convencional, seguido da análise deste considerando o dispositivo estudado.

Para garantir que a implementação no software foi feita corretamente e que seus resultados fornecidos são confiáveis, utilizou-se um passo suficiente para a solução convergir, sendo confirmado através da comparação das amplitudes de deslocamentos, velocidades e acelerações obtidas analiticamente pelas equações (38), (41) e (43). A confirmação da confiabilidade do método numérico pode ser visualizada na Figura 47 a seguir. Esta, apresenta o resultado analítico de aceleração vertical do bagageiro resumido pela medida de RMS para cada ponto de velocidade da bicicleta tendo como excitação de base a pista asfaltada harmônica, cujos parâmetros foram apresentados na Tabela 1. Sobreposto, observa-se também a mesma variável obtida por resultados numéricos. Estes serão apresentados com mais detalhes ao decorrer do Capítulo 8.

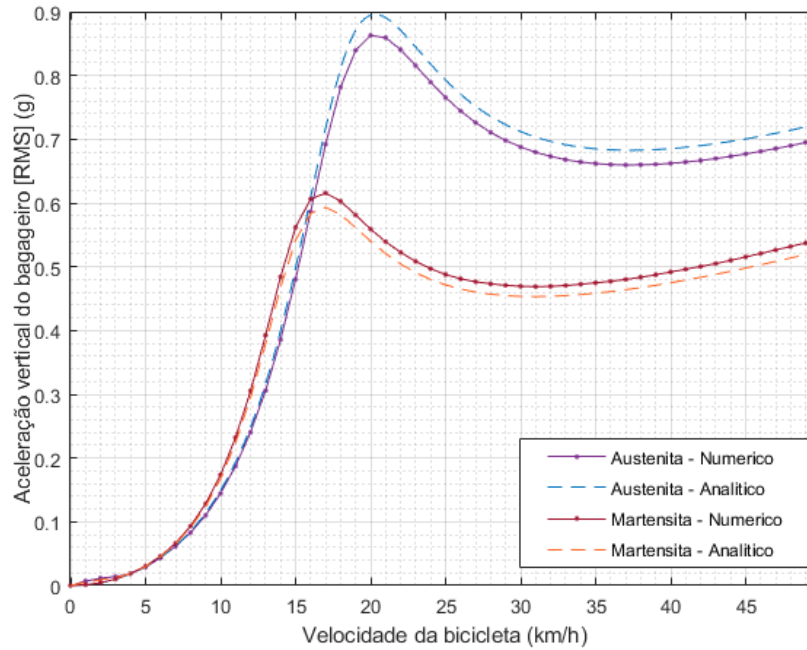


Figura 47- Curvas de aceleração obtidas nos métodos analítico e numérico

Com tal análise, foi possível calcular o erro relativo entre os dois métodos. A Figura 48 a seguir demonstra a discrepância entre eles para deslocamento, velocidade e aceleração, sendo o maior erro relativo de 3,6%, o que denota a validade do método numérico utilizado neste trabalho. Além do erro inerente ao método numérico, o erro relativo se deve, em partes, pela presença de um breve comportamento transiente observado no início dos gráficos, o que será mais bem detalhado no Capítulo 8.2. Vale ressaltar que a verificação também foi realizada alterando outros parâmetros, como para a pista de paralelepípedo e o sistema convencional, sem dispositivo. Todavia, todos os casos apresentaram erro abaixo do acima apresentado.

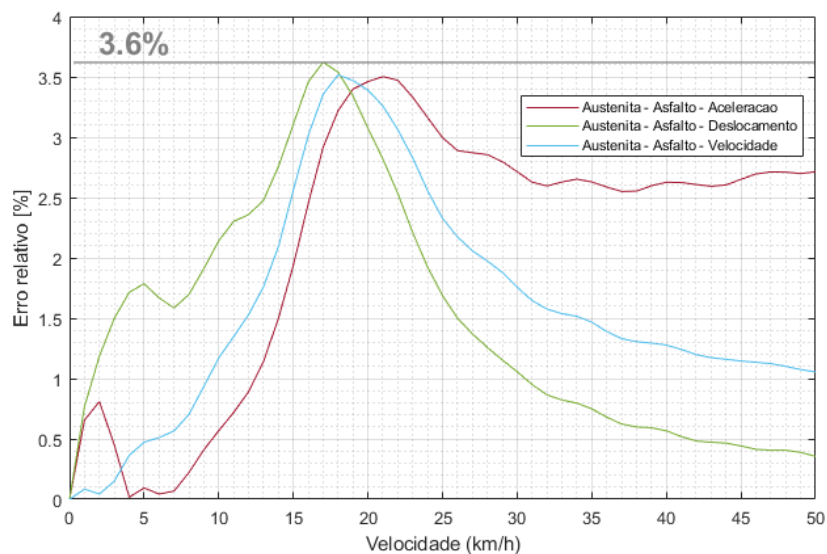


Figura 48- Erro relativo entre os resultados obtidos nos métodos analítico e numérico

CAPÍTULO VIII

8. RESULTADOS

Para estudar a influência de um dispositivo com LMF nas respostas do bagageiro de uma bicicleta de entrega, tomou-se um obstáculo padrão e uma velocidade média. Inicialmente, o estudo baseou-se nas amplitudes de velocidade, aceleração e deslocamento verticais, para a velocidade média de tráfego, já definida nesse trabalho. Contudo, o comportamento para outras velocidades também poderá ser visualizado em análises posteriores, utilizando-se o conceito do fator de transmissibilidade definido na Equação (39) .

Ressalta-se que para o caso de excitação periódica irregular, foi analisado o comportamento do bagageiro para diversas faixas de velocidade, permitindo visualizar intervalos nos quais o dispositivo terá o ápice de seu desempenho e contribuição para preservação da integridade da carga. Contudo, como será observado ao longo da atual Seção, há também faixas nas quais o dispositivo compromete a estabilidade do sistema.

8.1. RESPOSTA DO SISTEMA AO OBSTÁCULO PADRÃO

Como mencionado, a análise inicial, que considera o obstáculo padrão, objetiva abordar uma velocidade média, de 20 km/h. Os resultados, que comparam o desempenho de um bagageiro comum e de um com o dispositivo estudado, podem ser visualizados na Figura 49. Nela, foram sobrepostos resultados para deslocamento, velocidade e aceleração, além de uma visualização geral do comportamento para diversas velocidades, evidenciada no item 4 da Figura 49.

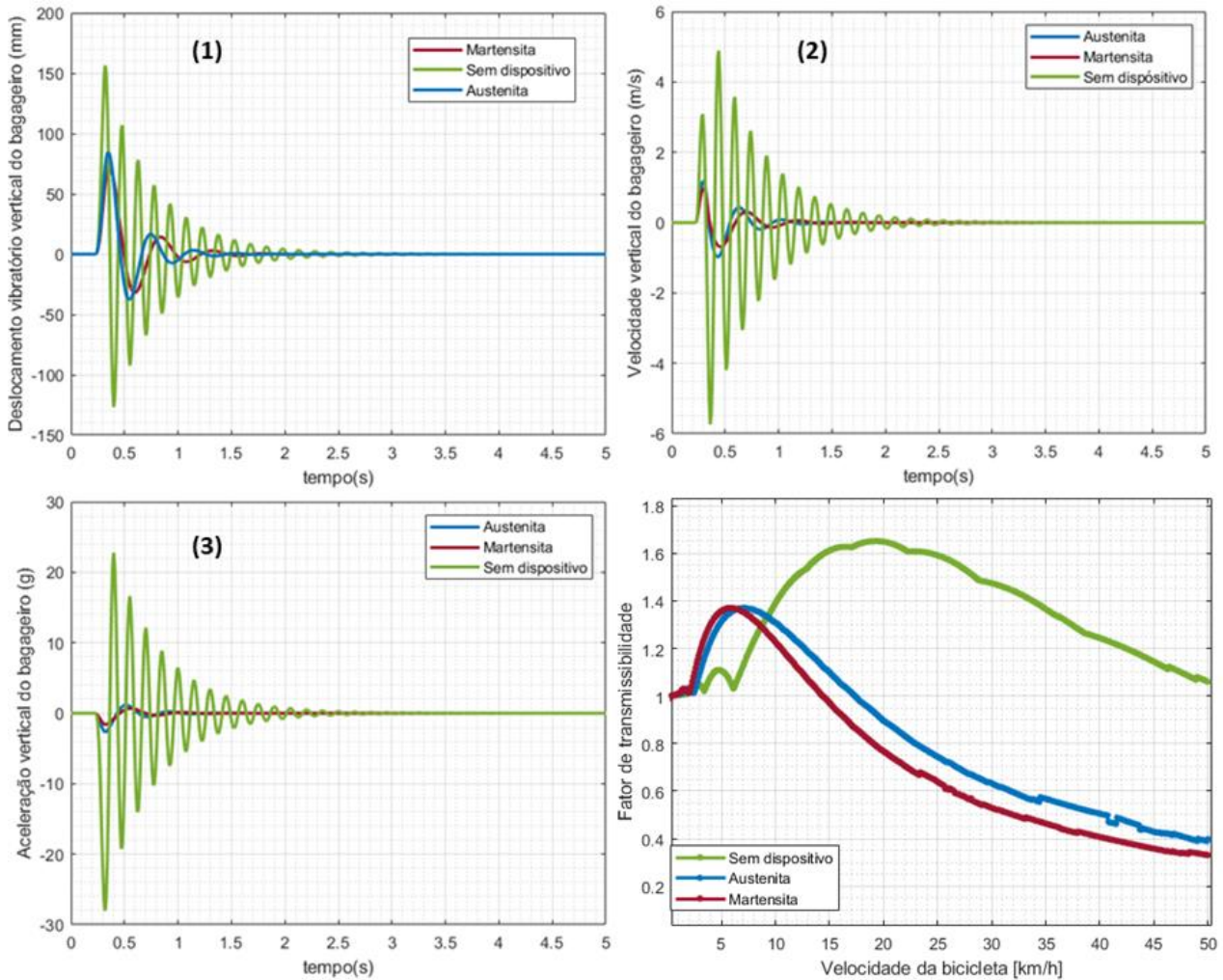


Figura 49- Resposta do sistema com e sem dispositivo ao obstáculo padrão para uma velocidade de 20 km/h. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade

É possível observar os benefícios da utilização do dispositivo no bagageiro para a velocidade média proposta. Isso se deve parcialmente a diminuição da rigidez equivalente do sistema, que é um fator diretamente proporcional aos valores de deslocamento, velocidade e, por consequência, aceleração. Também é possível observar no item 4 da Figura 49, a diferença dos picos em regime transiente em que o dispositivo se encontra em frequência de ressonância, o que ocorre em decorrência da diferença de rigidezes para cada um desses estados, martensítico e austenítico.

Para a faixa de 4 a 8 km/h, percebe-se que o dispositivo está operando em faixas de frequências próximas à de ressonância, tendo, nesse caso, amplitudes próximas às do caso sem dispositivo, ainda assim melhores, como pode ser observado na Figura 50 abaixo, que apresenta

as respostas de aceleração vertical máximas positivas para o regime transiente, comparando as configurações com e sem dispositivo.

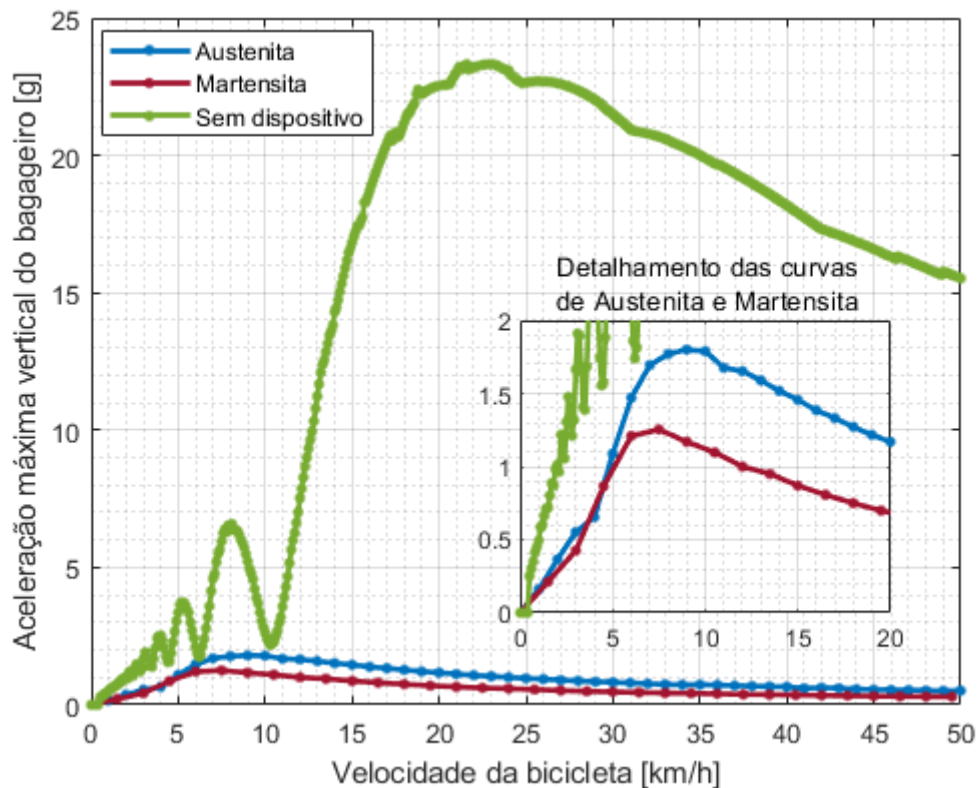


Figura 50- Aceleração máxima no regime transiente do sistema com e sem dispositivo ao obstáculo padrão

Com base nos resultados apresentados, o dispositivo mostrou-se eficiente para atenuar a resposta vibratória do sistema ao obstáculo, ficando abaixo dos 1,37g definido em Haniszewski et. al. (2019), desde que considerada a fase martensítica da LMF. Para 25 km/h, o dispositivo reduz em 41 vezes a aceleração vertical máxima do bagageiro, comprovando-se assim sua eficiência frente a um obstáculo parecido com um quebra-molas.

8.2. RESPOSTA DO SISTEMA A UM OBSTÁCULO HARMÔNICO

A fim de que o estudo não se restringisse a analisar a resposta do sistema a um quebra-molas, foram analisadas outras irregularidades, com perfis descritos na Figura 34 e na Figura 35. Assim, essa Seção pretende simular, mesmo que de forma simplificada, o comportamento desse sistema quando submetido a excitações contínuas provenientes de uma pista.

Em Costa et. al. (2021), definiu-se uma faixa de acelerações em RMS as quais o alimento por eles adotado poderia ser submetido sem ter sua integridade comprometida. Assim, pretende-se utilizar-se do conceito de RMS para analisar a resposta do sistema. Para tal, analisar-se-á a resposta da bicicleta em função do tempo para uma faixa de velocidades que varia de 0 a 50 km/h e, em seguida, serão extraídos os valores médios de amplitude, utilizando a Equação (11). A Figura 51 permite visualizar como um valor médio de resposta é extraído.

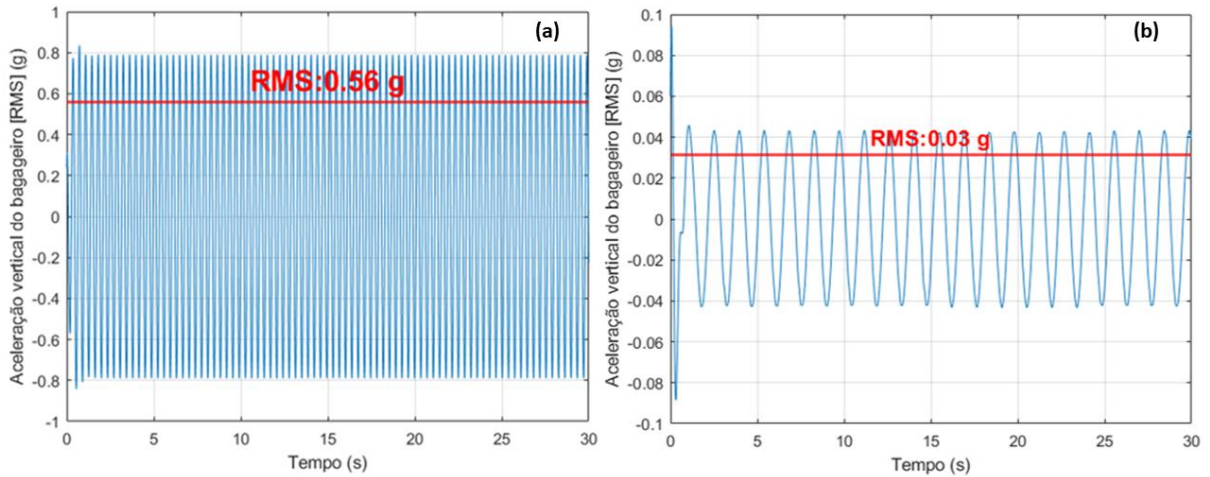


Figura 51- Exemplos de respostas do sistema a um obstáculo harmônico em RMS no domínio do tempo. Em (a) para 20 km/h e em (b) para 5 km/h

Após os cálculos em RMS para velocidade, aceleração e deslocamento, foi possível obter alguns resultados da bicicleta para uma excitação harmônica de terrenos aproximadamente reais, que podem ser encontrados em pistas urbanas, a Figura 52 e a Figura 54 ilustram a resposta da bicicleta medida em RMS, considerando uma pista de asfalto e com paralelepípedos, respectivamente.

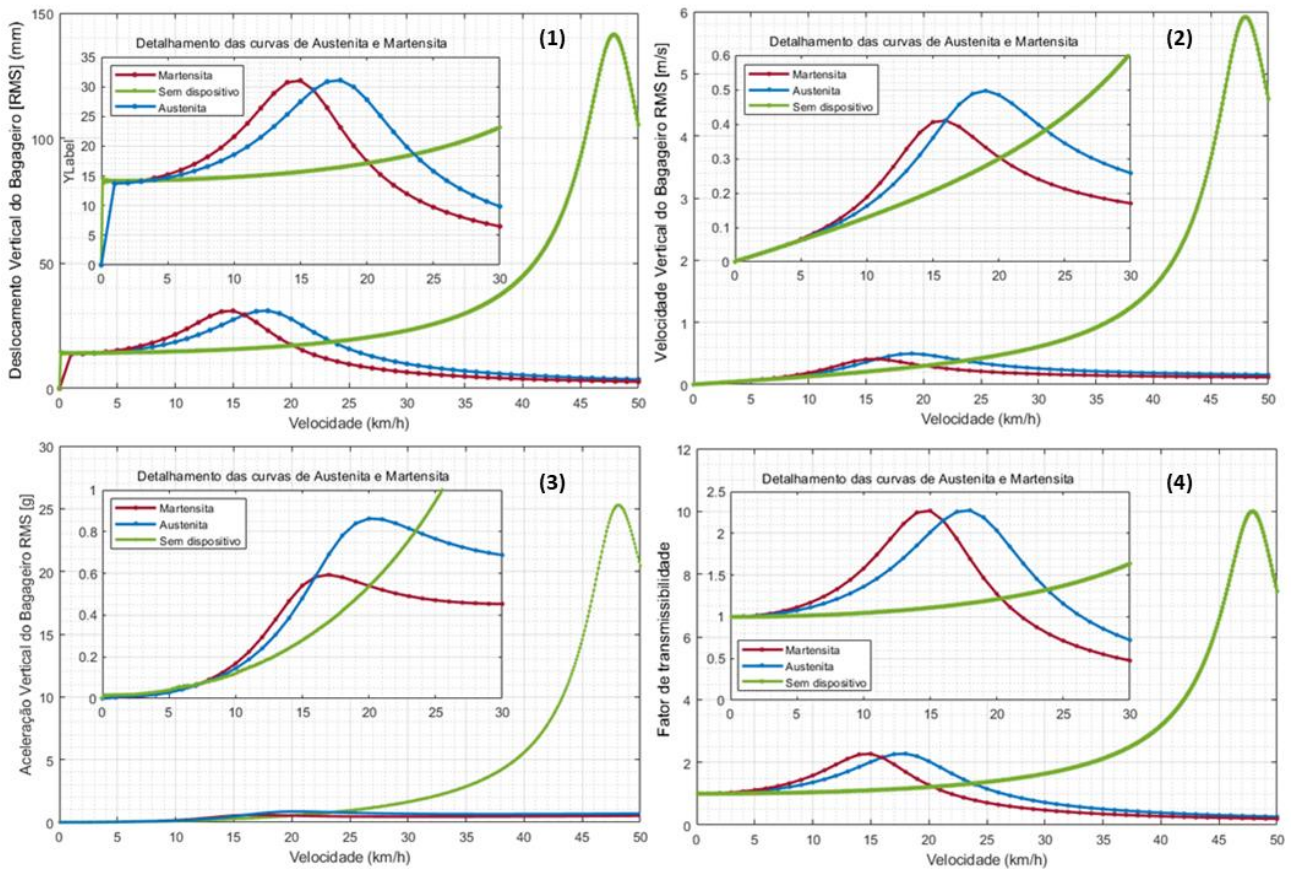


Figura 52- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Harmônico de Perfil Asfaltado. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade

Na Figura 52, é possível observar que até 5km/h praticamente não há diferença entre as duas configurações. Posteriormente, para a faixa de 10 a 23 km/h considerando a austenita, a configuração com o dispositivo estudado mostrou-se inferior. Vale ressaltar que, embora o dispositivo tenha um desempenho pior ao longo da faixa citada, de acordo com Costa et. al. (2021), a aceleração máxima permitível para a frequência que o dispositivo atinge nessa faixa entre 0,7 e 2,77 Hz, não é extrapolada, como mostra a Figura 53.

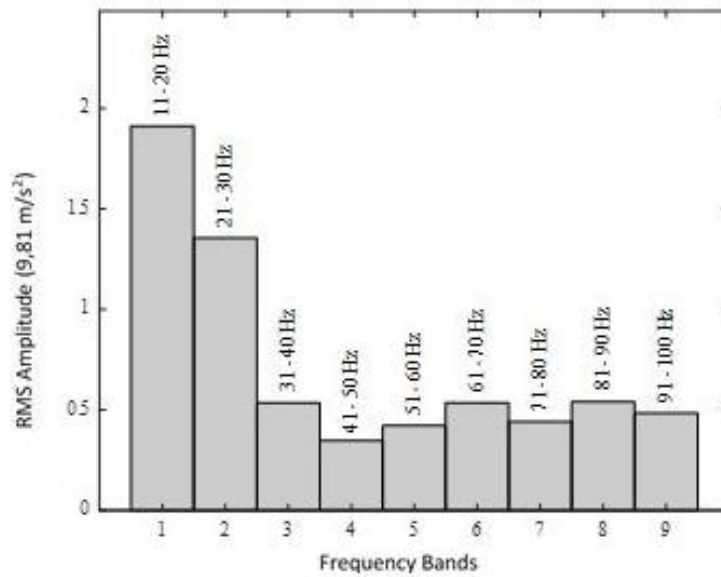


Figura 53- Acelerações máximas permitíveis por faixas de frequência (Costa et. al., 2021)

Essa constatação atesta o bom desempenho do dispositivo, mesmo que inferior ao de uma bicicleta com bagageiro convencional em algumas faixas de velocidade. Esse cenário se inverte para velocidades acima de 25 km/h, nas quais a configuração com dispositivo apresenta desempenho consideravelmente superior.

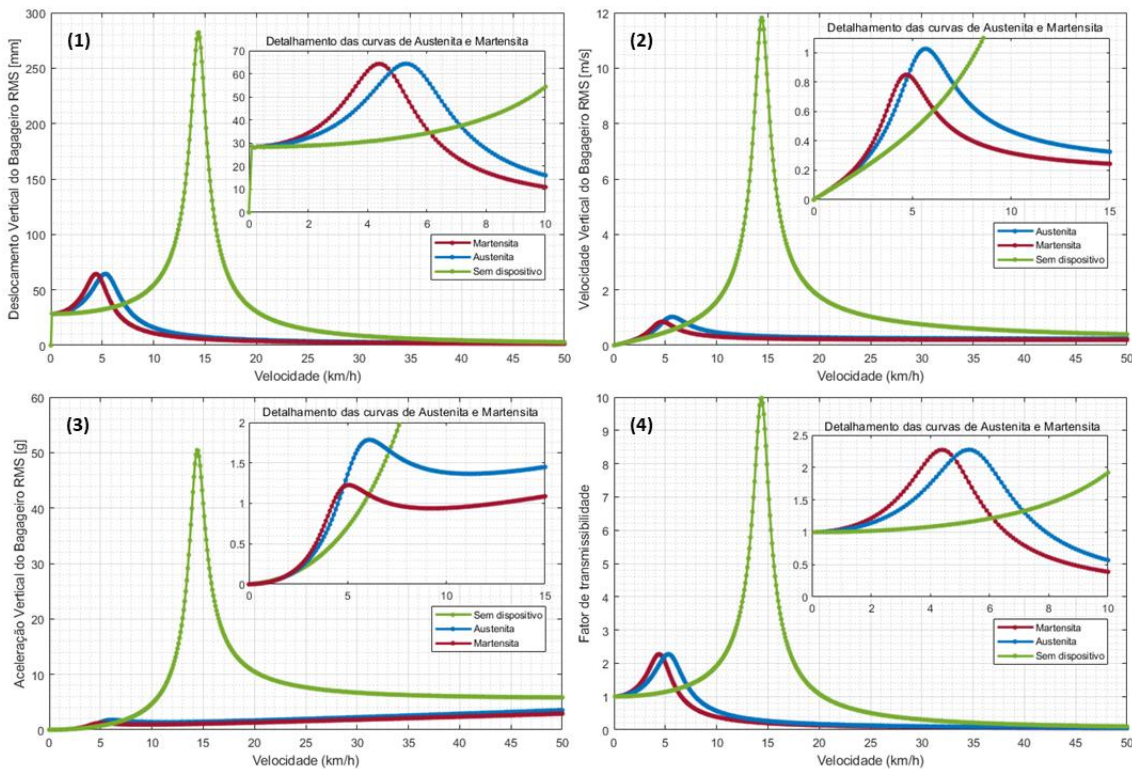


Figura 54- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Harmônico de Perfil com Paralelepípedos. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade

Os resultados obtidos para uma pista de paralelepípedo ilustrados na Figura 54 vão ao encontro do que foi atestado anteriormente, apresentando o bom desempenho da configuração com o dispositivo. Para esse perfil de excitação, percebe-se que com o uso de um bagageiro convencional seria difícil que a integridade da carga fosse preservada, já que o pico de ressonância compreende boa parte da faixa de velocidade de operação de uma bicicleta de entrega.

O dispositivo, por sua vez, mostra-se uma boa escolha, já que para velocidades até aproximadamente 18km/h, está operando com acelerações dentro dos limites definidos por Costa et. al. (2021). Enquanto que, para a velocidade de 20 km/h, que foi considerada como sendo a velocidade média de uma bicicleta urbana, os valores de aceleração extrapolam levemente os máximos definidos em Costa et. al. (2021).

Por fim, elaborou-se duas tabelas que descrevem as velocidades de condução da bicicleta, nelas busca-se analisar a resposta do caso com dispositivo em relação ao caso sem dispositivo. Este apresentou comportamento tanto positivo, na Tabela 11, quanto negativo, na Tabela 12. As tabelas a seguir foram organizadas com base nos critérios estudados, de deslocamento, velocidade e aceleração, explicitando-se a velocidade crítica para cada um deles, escolhida com base nas amplitudes observadas ao longo dos resultados e analisando-os relativamente tomando-se as configurações com e sem dispositivo, obtendo-se o desempenho da configuração com dispositivo na fase austenítica a essa dada velocidade, quer seja melhor, quer seja pior.

Tabela 11- Velocidades da Bicicleta com Maior Desempenho do Dispositivo Estudado

Variável		Asfalto	Paralelepípedo
<i>Deslocamento</i>	Velocidade	14,4 km/h	7,2 km/h
	Desempenho	47 vezes	48 vezes
<i>Velocidade</i>	Velocidade	14,4 km/h	7,2 km/h
	Desempenho	47 vezes	48 vezes
<i>Aceleração</i>	Velocidade	14,4 km/h	7,2 km/h
	Desempenho	47 vezes	48 vezes

Tabela 12- Velocidades da Bicicleta com Pior Desempenho do Dispositivo Estudado

Variável		Asfalto	Paralelepípedo
<i>Deslocamento</i>	Velocidade	4,8 km/h	2,7 km/h
	Desempenho	2 vezes	2 vezes
<i>Velocidade</i>	Velocidade	5,7 km/h	2,8 km/h
	Desempenho	1,9 vez	1,8 vez
<i>Aceleração</i>	Velocidade	6,0 km/h	3,0 km/h
	Desempenho	1,6 vez	1,7 vez

8.3. RESPOSTA DO SISTEMA A PERCUSOS IRREGULARES

Adotando-se os mesmos parâmetros definidos nos capítulos anteriores, mas para essa particular análise, considerando-se a excitação de base randômica definida anteriormente, composta por um somatório de múltiplas senoides.

Nota-se, assim, por meio da Figura 55 abaixo, a existência de múltiplos picos de ressonância, mais nitidamente para o caso sem dispositivo. Isso ocorre por se considerar uma excitação de base oriunda da soma de senoides, como apresentado na Equação (47). Desta forma, cada senoide terá sua própria frequência e, por conseguinte, resultará em múltiplos picos de ressonância observados na função resultante.

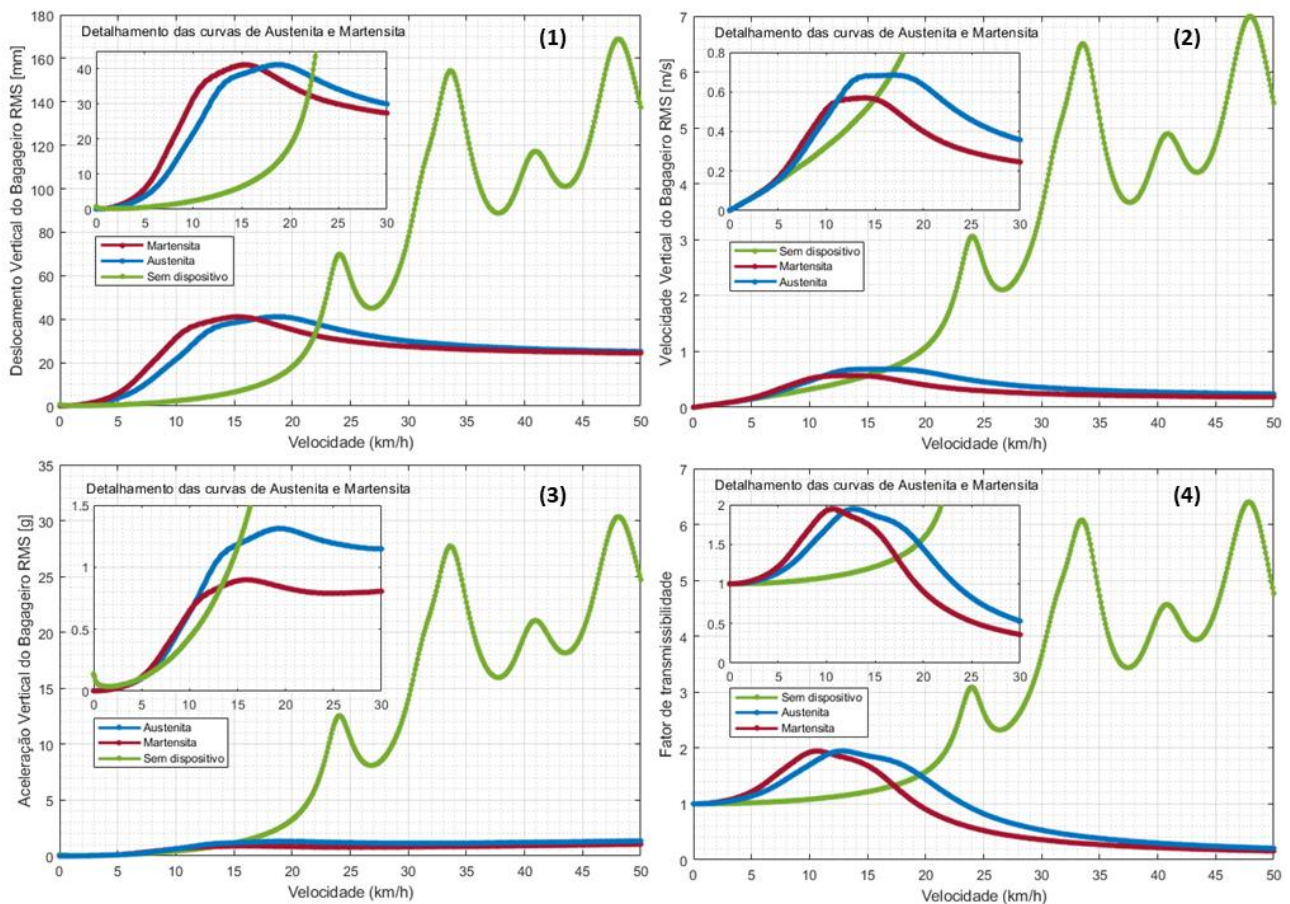


Figura 55- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Irregular de Perfil Asfaltado. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade

A partir dos dados descritos na Tabela 1, estipulou-se de forma arbitrária valores dentro do intervalo apresentado para cada tipo de pista, de forma a simular a irregularidade de um percurso físico. Para o intervalo de velocidades da bicicleta analisado, de 0 a 50 km/h, observam-se Figura 55 os quatro picos referentes as frequências em destaque, apresentadas na Tabela 13, tendo como referência a frequência natural do sistema sem dispositivo, de 6.67 Hz.

Tabela 13- Frequências do percurso asfalto sem dispositivo

Frequências	Para 24km/h	Para 33,5 km/h	Para 40,9 km/h	Para 48,1 km/h
1 ^a	5.1282 Hz	7.1795 Hz	8.7393 Hz	10.2778 Hz
2 ^a	6.6667 Hz	9.3333 Hz	11.3611 Hz	13.3611 Hz
3 ^a	3.9216 Hz	5.4902 Hz	6.6830 Hz	7.8595 Hz
4 ^a	4.7619 Hz	6.6667 Hz	8.1151 Hz	9.5437 Hz
5 ^a	3.3333 Hz	4.6667 Hz	5.6806 Hz	6.6806 Hz
6 ^a	5.0891 Hz	7.1247 Hz	8.6726 Hz	10.1993 Hz

Dessa forma, analisando-se essa nova condição de excitação de base irregular, observa-se que, para o asfalto, os níveis de aceleração vertical do dispositivo se mantêm abaixo de 2g para as fases martensítica e austenítica. Assim, o alimento transportado manteria sua integridade de acordo com Costa et. al. (2021). Além disso, valem as observações realizadas para os resultados com excitação de base harmônica, no que tange a melhora e eventuais pioras que o dispositivo provoca na resposta geral.

Por fim, para os resultados do dispositivo numa pista irregular com paralelepípedos pode-se estender o mesmo raciocínio apresentado anteriormente para o caso dos picos observados de 4 a 10 km/h. Além disso, nota-se que, por se tratar de uma pista mais acidentada, apresenta amplitudes de resposta maiores. Desta forma, para aceleração vertical, percebe-se que esta já atinge rapidamente faixas acima de 2g. Todavia, temos que até 11km/h as frequências ainda se mantêm dentro da faixa de 11-20Hz determinadas em Costa et. al. (2021), apesar de as acelerações de 3.8g apresentadas para Martensita ultrapassarem o limite de 2g estabelecido.

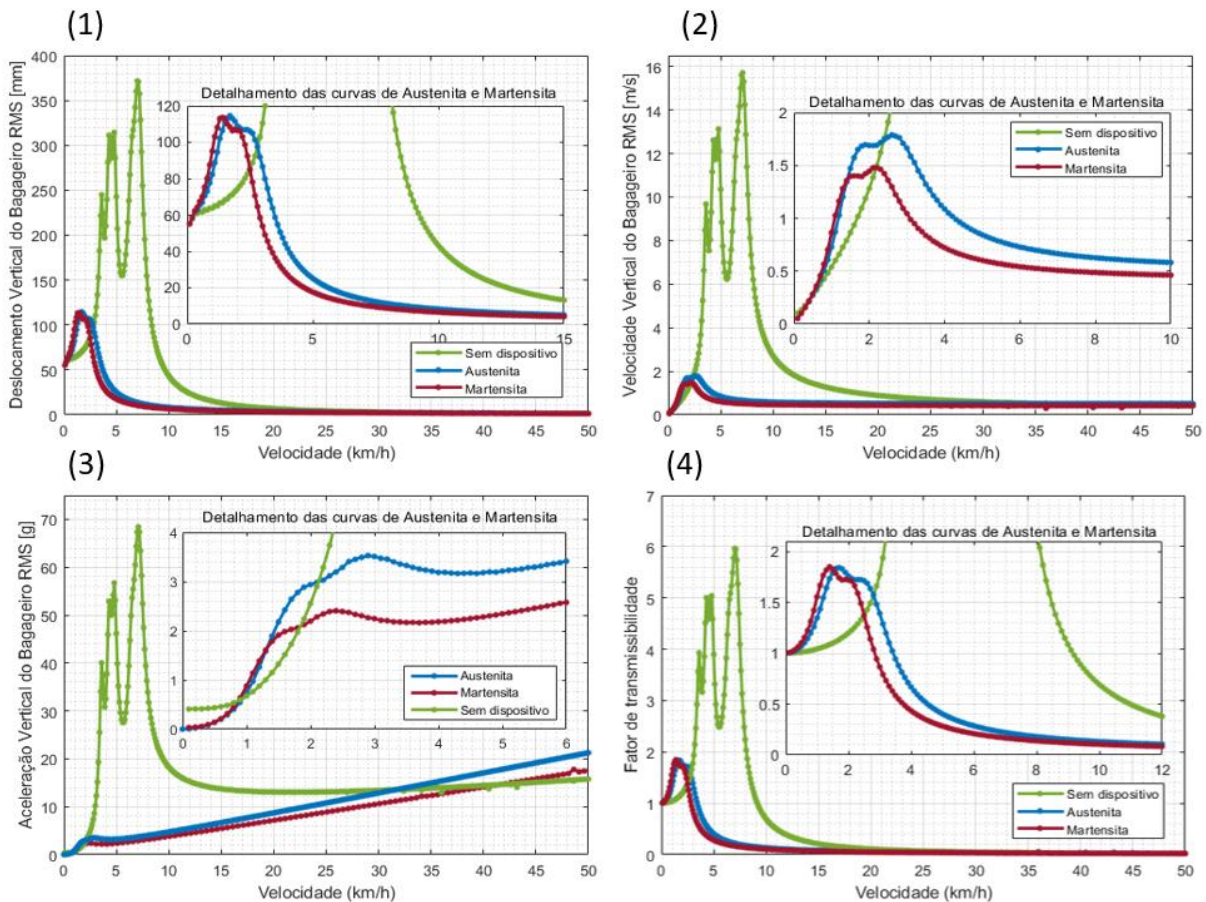


Figura 56- Resposta Numérica do Sistema Com e Sem Dispositivo a um Obstáculo Irregular de Perfil com Paralelepípedos. Têm-se em (1) o Deslocamento, em (2) a Velocidade, em (3) a Aceleração e em (4) o Fator de Transmissibilidade

De forma similar ao feito para os resultados da Figura 52, observa-se na Tabela 11 o comportamento do sistema exposto a uma excitação de base oriunda do somatório de múltiplas senoides. Atenta-se ao pico de quase 70g observado com velocidade da bicicleta em 7,1 km/h. O motivo disto acontecer pode estar relacionado ao fato de duas frequências se aproximarem a frequência natural do sistema.

Tabela 14- Frequências do percurso asfalto sem dispositivo

Frequências	Para 3,6 km/h	Para 4,6 km/h	Para 7,1 km/h
1 ^a	3.3333 Hz	4.2593 Hz	6.5741 Hz
2 ^a	3.7037 Hz	4.7325 Hz	7.3045 Hz
3 ^a	6.6667 Hz	8.5185 Hz	13.1481 Hz
4 ^a	5.5556 Hz	7.0988 Hz	10.9568 Hz
5 ^a	5.0000 Hz	6.3889 Hz	9.8611 Hz
6 ^a	3.4483 Hz	4.4061 Hz	6.8008 Hz

CAPÍTULO IX

9. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com as entregas feitas por aplicativo cada vez mais populares e a necessidade de se garantir um maior conforto aos entregadores, preservando-se a integridade dos alimentos transportados, o presente estudo contribui para introduzir as ligas com memória de forma como elementos dissipativos para bagageiros. Para tal, aproximou-se o sistema como sendo um modelo massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade discreto, analisado por meio de métodos analíticos e numéricos, que tiveram um erro relativo entre si de 3,6%, demonstrando a acurácia dos métodos.

O dispositivo estudado mostrou-se eficiente na dissipação de vibrações, já que permitiu que, para o caso do obstáculo padrão, o sistema se mantivesse dentro de faixas aceleração verticais abaixo do limite de 1,37 g, definido em Haniszewski et. al. (2019). Ao longo do estudo, alcançou-se uma aceleração vertical máxima de 23,3g na configuração sem o dispositivo, já com o dispositivo, na fase martensítica, obteve-se um pico de 1,25g.

Já na análise considerando o as excitações de base periódicas, tanto regulares, quanto irregulares, analisou-se valores médios, em RMS. Inicialmente, para o perfil asfaltado, o estudo mostrou que nas faixas de frequência analisadas, não haveria danos significativos a integridade da carga, já que a aceleração vertical se mantém abaixo de 2g para a faixa de velocidade considerada, até 50 km/h. Já o perfil com paralelepípedos, para o caso regular, mantém-se abaixo de 2 g até 33 km/h e no irregular mantém-se abaixo de 2 g até 1,5 km/h.

Apesar da baixa contribuição do dispositivo no caso do perfil com paralelepípedos irregular, o dispositivo mostrou-se eficiente na redução da magnitude de ressonância, em até 48 vezes, quando comparado ao caso sem dispositivo.

Por fim, entende-se como razoáveis sugestões para trabalhos futuros:

- Incorporação de um modelo constitutivo para melhor consideração do comportamento histórico das ligas com memória de forma;
- Analisar o modelo com a consideração de outros três graus de liberdade, tais como o movimento vertical e angular da bicicleta e o movimento angular do bagageiro rotulado;
- Construção de um protótipo do dispositivo para ensaios experimentais, a fim de comparar e calibrar o modelo desenvolvido.

BIBLIOGRAFIA

ADEODATO, Arthur et. al. **Synergistic use of piezoelectric and shape memory alloy elements for vibration-based energy harvesting**. International Journal of Mechanical Sciences, v. 194, p. 106206, 2021.

AHMADI, S. *et. al.* **Active Damping of Thin Film Shape Memory Alloy Devices**. PAMM, v. 20, n. 1, p. e202000310, 2021.

ALBARUSSHOCKS: TIRE SUAS DÚVIDAS SOBRE O CONJUNTO DE AMORTECEDORES. Dana, 2020. Disponível em: <http://r19club.com/suspensao/sistema-de-suspensao-mantendo-o-carro-na-linha-parte-1/>. Acesso em: 12 de maio de 2022.

AMARAL, Bruno Alexandre Falhas. **Vigas de GFRP reforçadas com ligas de memória de forma**. 2014. Tese de Doutorado. Universidade Nova de Lisboa.

ARAUJO, Camilo Rocha. **Controle ativo de vibrações utilizando a histerese de fios de Liga com Memória de Forma para aumentar a energia dissipada pelo sistema**. 2021.

ATAALLA, Tamer; LEARY, Martin; SUBIC, Aleksandar. **Functional fatigue of shape memory alloys**. Berlin, 2012. p. 39-43.

BARBARINO, Silvestro *et. al.* **A review on shape memory alloys with applications to morphing aircraft**. *Smart materials and structures*, v. 23, n. 6, p. 063001, 2014.

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; CORNWELL, P. J. **Mecânica Vetorial para Engenheiros: Estática**, 11ª ed. São Paulo: AMGH, 2011.

BIRMAN, Victor. **Effect of SMA dampers on nonlinear vibrations of elastic structures**. SPIE, 1997. p. 268-276.

BUARQUE, F. **Análise de Desempenho de um Sistema de Suspensão para um Veículo Off-Road do Tipo Mini Baja**. Rio de Janeiro: CEFET/RJ, 2004.

CALKINS, Frederick T.; MABE, James H.; BUTLER, George W. **Boeing's variable geometry chevron: morphing aerospace structures for jet noise reduction**. SPIE, 2006. p. 199-210.

CALVO, J. A.; DIAZ, V.; SAN ROMÁN, J. L. **Establishing inspection criteria to verify the dynamic behaviour of the vehicle suspension system by a platform vibrating test bench.** International Journal of Vehicle Design, v. 38, n. 4, p. 290-306, 2005.

CHOPRA, A. K. **Dynamics of structures: Theory and applications to earthquake engineering.** Nova Jersey: Prentice Hall, 2007.

CISMASIU, Corneliu. **Apontamentos de Vibrações Mecânicas.** [s.l: s.n.]. Universidade Nova Lisboa, 2009. Disponível em:

http://www2.dec.fct.unl.pt/seccoes/S_Estruturas/AE2/docs/dinamica.pdf.

COSTA, Josenara Daiane de Souza et al. **Road transport vibration stress impact on ‘Palmer’ mangoes quality and shelflife.** Revista Brasileira de Fruticultura, v. 43, 2021.

DA SILVA, Fernando Ribeiro. **Curso de Vibrações Mecânicas.** Rio de Janeiro: CEFET/RJ, 2016.

DOLCE, Mauro; CARDONE, Donatello. **Mechanical behaviour of shape memory alloys for seismic applications.** International Journal of Mechanical Sciences, v. 43, n. 11, p. 2631-2656, 2001.

FALAHIAN, Afsaneh *et. al.* **Seismic performance assessment of steel frames with shape-memory alloy wire-based dampers.** The Structural Design of Tall and Special Buildings, v. 29, n. 16, p. e1797, 2020.

FERNANDES, Daniel J. *et. al.* **Understanding the shape-memory alloys used in orthodontics.** International Scholarly Research Notices, v. 2011, 2011.

FERST, Nilton Cesar *et. al.* **O uso da mochila escolar e suas implicações posturais no aluno do Colégio Militar de Curitiba.** Curitiba, 2003.

GRAESSER, E. J.; COZZARELLI, F. A. **Shape-memory alloys as new materials for aseismic isolation.** Journal of engineering mechanics, v. 117, n. 11, p. 2590-2608, 1991.

HANISZEWSKI, Tomasz; MICHTA, Agata. **Preliminary studies of vertical acceleration of a passenger car passing through the speed bump for various driving speeds.** Transport Problems, v. 14, 2019.

HARTL, Darren J.; LAGOUDAS, Dimitris C. **Aerospace applications of shape memory alloys**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, v. 221, n. 4, p. 535-552, 2007.

HE, Qichang; FAN, Xiumin; MA, Dengzhe. **Full bicycle dynamic model for interactive bicycle simulator**. 2005.

HUANG, Haoyu; CHANG, Wen-Shao; MOSALAM, Khalid M. **Feasibility of shape memory alloy in a tuneable mass damper to reduce excessive in-service vibration**. Structural Control and Health Monitoring, v. 24, n. 2, p. e1858, 2017.

IASNII, Volodymyr; SOBASZEK, Lukasz; YASNIY, Petro. **Study of cyclic response of SMA based damping device**. Procedia Structural Integrity, v. 36, p. 284-289, 2022.

JACOB, Kiran. **Damping of Smart Systems by Shape Memory Alloys (SMAs)**. 2021. Tese de Doutorado. Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

JANI, Jaronie Mohd et. al. **A review of shape memory alloy research, applications and opportunities**. Materials & Design (1980-2015), v. 56, p. 1078-1113, 2014.

JOHNSTON, BEER; MAZUREK, DEWOLF. **Mecânica dos Materiais**. 8ª ed. São Paulo: AMGH, 2021.

KIM, A.-Lim. **Stress Analysis and Fatigue Life Prediction of Pseudoelastic NiTi Shape Memory Alloy Tapered Stress Joint via Finite Element Method**. 2017. Tese de Doutorado. Texas University.

KONIECZNY, Łukasz et. al. **Determination of the effect of tire stiffness on wheel accelerations by the forced vibration test method**. Journal of Vibroengineering, v. 17, n. 8, p. 4469-4477, 2015.

LAGOUDAS, Dimitris C. **Shape memory alloys: modeling and engineering applications**. Springer Science & Business Media, 2008.

MA, Hongwei; CHO, Chongdu. **Feasibility study on a superelastic SMA damper with re-centring capability**. Materials Science and Engineering: A, v. 473, n. 1-2, p. 290-296, 2008.

MATHWORKS. **Ode45**. Mathworks.com Disponível em: <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/ode45.html?s_tid=doc_ta>. Acesso em: 27 nov. 2022.

- MAYER, Dirk; HEROLD, Sven. **Passive, Adaptive, Active Vibration Control, and Integrated Approaches**. Vibration Analysis and Control in Mechanical Structures and Wind Energy Conversion Systems, p. 1, 2018.
- MILLER, David J.; FAHNESTOCK, Larry A.; EATHERTON, Matthew R. **Self-centering buckling-restrained braces for advanced seismic performance**. Structures Congress, 2011. p. 960-970.
- MINGUEZ, J. M.; VOGWELL, Jeffrey. **An analytical model to study the radial stiffness and spoke load distribution in a modern racing bicycle wheel**. Journal of Mechanical Engineering Science, v. 222, n. 4, p. 563-576, 2008.
- PAIVA, Alberto; SAVI, Marcelo Amorim. **An overview of constitutive models for shape memory alloys**. Mathematical Problems in Engineering, 2006.
- PALMER, Richard. **Buyer's guide to mountain bike suspension, part 3**. Bikeradar, 2010. Disponível em: www.bikeradar.com. Acesso em: 12 de maio de 2022.
- PARULEKAR, Y. M. *et. al.* **Seismic response attenuation of structures using shape memory alloy dampers**. Structural control and health monitoring, v. 19, n. 1, p. 102-119, 2012.
- PEREIRA, Luís Miguel Oliveira. **Ligas com memória de forma- Características e aplicações em engenharia civil**. 2011. Tese de Doutorado. Faculdade de Ciências e Tecnologia.
- QIAN, Hui *et. al.* **Recentering shape memory alloy passive damper for structural vibration control**. Mathematical Problems in Engineering, 2013.
- QIDWAI, M. A.; LAGOUDAS, D. C. **Numerical implementation of a shape memory alloy thermomechanical constitutive model using return mapping algorithms**. International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 47, n. 6, p. 1123-1168, 2000.
- QUINTÃO, Cátia Cardoso Abdo; BRUNHARO, Ione Helena Vieira Portella. **Fios ortodônticos: conhecer para otimizar a aplicação clínica**. Revista Dental Press de Ortodontia e Ortopedia Facial, v. 14, p. 144-157, 2009.
- RAO, SINGIRESU. **Vibrações Mecânicas**, 4ª ed. São Paulo: Pearson, 2008.

ROOT-MEAN-SQUARE. Definirtec.com. Disponível em: <<https://definirtec.com/root-mean-square-rms/>>. Acesso em: 11 dez. 2022.

SHIRAIISHI, Y. *et. al.* **Morphological approach for the functional improvement of an artificial myocardial assist device using shape memory alloy fibres.** IEEE, 2007. p. 3974-3977.

SIMIRIOTIS, Nikolaos *et. al.* **Shape control and design of aeronautical configurations using shape memory alloy actuators.** Computers & Structures, v. 244, p. 106434, 2021.

SIMÕES, Carlos Miguel Teixeira. **Aplicações de ligas com memória de forma como sensores em Engenharia Civil.** 2015. Tese de Doutorado. Universidade Nova de Lisboa.

SISTEMA DE SUSPENSÃO (MANTENDO O CARRO NA LINHA) – PARTE 1. R19Club, 2012. Disponível em: <http://r19club.com/suspensao/sistema-de-suspensao-mantendo-o-carro-na-linha-parte-1/>. Acesso em: 12 de maio de 2022.

TABRIZIKAHOU, Alireza *et. al.* **Application and modelling of Shape-Memory Alloys for structural vibration control: State-of-the-art review.** Construction and Building Materials, v. 342, p. 127975, 2022.

TABRIZIKAHOU, Alireza *et. al.* **Application and modelling of Shape-Memory Alloys for structural vibration control: State-of-the-art review.** Construction and Building Materials, v. 342, p. 127975, 2022.

VAN HUMBEECK, Jan. **Damping properties of shape memory alloys during phase transformation.** Le Journal de Physique IV, v. 6, n. C8, p. C8-371-C8-380, 1996.

WAECHTER, Matthias; RIESS, Falk; ZACHARIAS, Norbert. **A multibody model for the simulation of bicycle suspension systems.** Vehicle System Dynamics, v. 37, n. 1, p. 3-28, 2002.

WIKIPEDIA. **Nickel titanium.** Wikipedia.org. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki/Nickel_titanium#cite_note-nitinol.com-13>. Acesso em: 30 nov. 2022.

X-ENGINEER. **Road profile mathematical modeling.** x-engineer.org. Disponível em: <<https://x-engineer.org/road-profile-mathematical-modeling/>>. Acesso em: 20 nov. 2022.

ŻAK, Arkadiusz J.; CARTMELL, Matthew P.; OSTACHOWICZ, Wiesław M. **Dynamics and control of a rotor using an integrated SMA/composite active bearing actuator**. Trans Tech Publications, 2003. p. 233-240.

ZAMBELLI, Giovanni. **Research of shape memory alloy wheels for Mars rovers**. 2021.

ZIOLKOWSKI, Andrzej. **Pseudoelasticity of shape memory alloys: theory and experimental studies**. Butterworth-Heinemann, 2015.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Código do Modelo Analítico em MATLAB

```
clear all
```

```
close all
```

```
%-----  
-----%
```

```
% CONFIGURACOES DO SCRIPT
```

```
estudo = analitico; %Opcoes: analitico, numerico_harmonico ou numerico_irregular
```

```
dispositivo = 2; %Opcoes: 0 -> sem dispotivo, 1 -> austenita, 2 -> martensita
```

```
pista = 0; %Opcoes: 0 -> paralelepipedo, 1-> asfalto, 2 -> quebra mola (obstaculo padrao)
```

```
tipo = 0; %Opcoes: 0 -> Valores maximos, 1 -> Valores medios (RMS)
```

```
%-----  
-----%
```

```
velocidade_inicial_bike = 0 % Velocidade inicial de análise da bicicleta
```

```
passo_de_velocidade_bike = 0.1 %Passo de variação da velocidade da bicicleta
```

```
velocidade_final_bike = 50 % Velocidade final de análise da bicicleta
```

```
vels = velocidade_inicial_bike:passo_de_velocidade_bike:velocidade_final_bike; % Vetor de  
intervalo de variacao de velocidade da bicicleta
```

```
%-----  
-----%
```

```

Gplot = zeros(1, length(vels)); % Vetor para armazenar o fator de transmissibilidade

Gplot_desloc = zeros(1, length(vels)); % Vetor para armazenar o deslocamento vertical do
dispositivo

Gplot_veloc = zeros(1, length(vels));

Gplot_acel_rms = zeros(1, length(vels));

Gplot_acel_max = zeros(1, length(vels));

for i = 1:length(vels)

    if dispositivo == 0

        k_eq = 114000;

        m_eq = 65;

        b_eq = 272;

        g = 9.81;

    elseif dispositivo == 1

        k_sma = 70000;

        k = 10000; % K da mola de diminuição de rigidez

        b_pneu = 0; % b do pneu2

        r = 0.5; % Distância do centro de massa do baú até a rótula

        r_sma = 0.08; % distância da rótula até os fios de sma

        d = 0.189; % Distância da rótula até a haste vertical do bagageiro

        k_eq = (1 / r ^ 2) * (((k * d ^ 2) + (k_sma * r_sma ^ 2))); % rigidez equivalente do sistema

```

```

m_bag = 2; %massa do bagageiro

m_bau = 11.5; %massa do bau com capacidade máxima

g = 9.81; %aceleração da gravidade

m_eq = (m_bag / 3) + m_bau; %massa equivalente do sistema

b_crit = 2 * sqrt(k_eq * m_eq);

b_sma = (b_crit * r ^ 2) / (r_sma ^ 2 * 4); %b_sma

% b_eq=b_sma*(r_sma^2/r^2); %b equivalente do sistema

b_eq = (1 / r ^ 2) * ((b_sma * r_sma ^ 2 + b_pneu * d ^ 2)); %b equivalente do sistema
com pneu

elseif dispositivo == 2

k_sma = 30625;

k = 10000; %K da mola de diminuição de rigidez

b_pneu = 0; %b do pneu2

r = 0.5; %Distancia do centro de massa do baú até a rótula

r_sma = 0.08; %distância da rótula até os fios de sma

d = 0.189; %Distância da rótula até a haste vertical do bagageiro

k_eq = (1 / r ^ 2) * (((k * d ^ 2) + (k_sma * r_sma ^ 2))); %rigidez equivalente do sistema

m_bag = 2; %massa do bagageiro

m_bau = 11.5; %massa do bau com capacidade máxima

g = 9.81; %aceleração da gravidade

m_eq = (m_bag / 3) + m_bau; %massa equivalente do sistema

```

```

b_crit = 2 * sqrt(k_eq * m_eq);

b_sma = (b_crit * r ^ 2) / (r_sma ^ 2 * 4); %b_sma

% b_eq=b_sma*(r_sma^2/r^2); %b equivalente do sistema

b_eq = (1 / r ^ 2) * ((b_sma * r_sma ^ 2 + b_pneu * d ^ 2)); %b equivalente do sistema
com pneu

end

% 1 = paralelepipedo // 2 = asfalto

pista = 1;

if pista == 1 %cobble

    y0 = 0.04;

    s0 = 0.30;

elseif pista == 2 %asfalto

    y0 = 0.02;

    s0 = 2.0;

elseif pista == 3 %quebra mola (obstaculo padrao)

    y0 = 0.095;

    s0 = 1.3;

end

b_crit = 2 * sqrt(k_eq * m_eq); %amortecimento critico

ep = b_eq / b_crit;

```

```

wn = sqrt(k_eq / m_eq); %frequência natural
wf = (2 * pi * (vels(i) / 3.6)) / (s0); %frequência = (2*pi*v0)/(2*s0)

w_wn = wf / wn;

ti = 0;
tf = 15;
dt = 0.001;
tspan = [ti:dt:tf];

%-----%
-----%

%RESULTADOS MAXIMOS

if tipo == 0:

    G = sqrt(1 + (2 * ep * w_wn) ^ 2) * 1 / (sqrt(((1 - w_wn ^ 2) ^ 2) + (2 * ep * w_wn) ^ 2));
%formula do ganho

    G_desl = y0 * G; %calculo da deslocamento vertical

    G_vel = wf * y0 * G; %calculo da velocidade vertical

    G_acel = wf * wf * y0 * G; %calculo da aceleracao

% Armazenando as variaveis em vetores

Gplot(i) = G;

Gplot_desloc(i) = G_desl;

Gplot_veloc(i) = G_vel;

```

```

Gplot_ acel_max(i) = G_ acel;

%-----
-----%

%RESULTADOS MEDIOS

elseif tipo == 1:

    G = sqrt(1 + (2 * ep * w_wn) ^ 2) * 1 / (sqrt(((1 - w_wn ^ 2) ^ 2) + (2 * ep * w_wn) ^ 2));
%formula do ganho

    G_desl = y0 * G * sin(wf * tspan); %calculo da deslocamento vertical vertical
    G_vel = wf * y0 * G * sin(wf * tspan); %calculo da velocidade vertical

    a = ((-m_eq * g) + (b_eq * (ybp1 - G_vel)) + (k_eq * (yb1 - G_desl))) / m_eq; %calculo
da aceleracao vertical

    ag = a / g; %passando a aceleracao para g

    yb1 = y0 * sin(wf * tspan); %formula deslocamento da base
    ybp1 = y0 * wf * cos(wf * tspan); %derivada do yb1

%calculando o RMS dos vetores

rms_x = sqrt(1 / length(G_desl) * sum(G_desl .^ 2));
rms_v = sqrt(1 / length(G_vel) * sum(G_vel .^ 2));
rrms_ag = sqrt(1 / length(ag) * sum(ag .^ 2));

% Armazenando as variaveis em vetores

Gplot(i) = G;

```

```

Gplot_desloc(i) = rms_x * 1000; % deslocamento em milimetro

Gplot_veloc(i) = rms_v;

Gplot_acel_rms(i) = rms_ag;

end

end

if tipo == 0:

    figure(1)
    plot(vels, Gplot, '-o')
    xlabel('Velocidade (km/h)')
    ylabel('|"G(iw)| - Fator de transmissibilidade')

    figure(2)
    plot(vels, Gplot_desloc, '-o')
    xlabel('Velocidade (km/h)')
    ylabel('Deslocamento [i] - y0*"G(iw)|')

    figure(3)
    plot(vels, Gplot_veloc, '-o')
    xlabel('Velocidade (km/h)')
    ylabel('Velocidade [m/s] - w*y0*"G(iw)|')

```

```
figure(4)

plot(vels, Gplot_ acel_max, '-o')

xlabel('Velocidade (km/h)')

ylabel('Aceleracao [g] -  $w^2*y0*|G(iw)|$ ')
```

```
elseif tipo == 1:
```

```
figure(1)

plot(vels, Gplot, '-o')

xlabel('Velocidade (km/h)')

ylabel('" $G(iw)$ " - Fator de transmissibilidade - RMS')
```

```
figure(2)

plot(vels, Gplot_desloc, '-o')

xlabel('Velocidade (km/h)')

ylabel('Deslocamento RMS [mm]')
```

```
figure(3)

plot(vels, Gplot_veloc, '-o')

xlabel('Velocidade (km/h)')

ylabel('Velocidade RMS [m/s]')
```

```
figure(5)
```



```
plot(vels, Gplot_acel_rms, '-o')  
xlabel('Velocidade (km/h)')  
ylabel('Aceleracao RMS [g]')  
end
```

APÊNDICE B – Código do Principal do Modelo Numérico em MATLAB

```
function yp = principalbagageiroIFS2(t, y)
```

```
    global k k_sma k_eq b_sma b_pneu b_crit b_eq r r_sma d m_bag m_bau m_eq g A B yo s0  
v0 tob wf ti to tf t1 F pista estrada %variáveis utilizadas na análise
```

```
    if pista == 0:
```

```
        if t <= 2 * to
```

```
            yb = 0;
```

```
            ybp = 0;
```

```
            f = -m_eq * g;
```

```
        elseif t <= tf
```

```
            yb = yo * sin(wf * t);
```

```
            ybp = yo * wf * cos(wf * t);
```

```
            f = -m_eq * g;
```

```
        else
```

```
            yb = 0;
```

```
            ybp = 0;
```

```
            f = -m_eq * g;
```

```
end
```

```
elseif pista == 1:
```

```
    if estrada == 1 % asfalto
```

```
        len = [1.3, 1, 1.7, 1.4, 2, 1.31];
```

```
        a1 = 0.01;
```

```
        a2 = 0.008;
```

```
        a3 = 0.012;
```

```
        a4 = 0.018;
```

```
        a5 = 0.02;
```

```
        a6 = 0.005;
```

```
    elseif estrada == 0 % paralelepipedo
```

```
        len = [0.30, 0.27, 0.15, 0.18, 0.20, 0.29];
```

```
        a1 = 0.04;
```

```
        a2 = 0.032;
```

```
        a3 = 0.03;
```

```
        a4 = 0.038;
```

```
        a5 = 0.04;
```

```
        a6 = 0.035;
```

end

$$w1 = 2 * pi * v0 / len(1);$$

$$w2 = 2 * pi * v0 / len(2);$$

$$w3 = 2 * pi * v0 / len(3);$$

$$w4 = 2 * pi * v0 / len(4);$$

$$w5 = 2 * pi * v0 / len(5);$$

$$w6 = 2 * pi * v0 / len(6);$$

$$f1 = a1 * sin(w1 * t);$$

$$f2 = a2 * sin(w2 * t);$$

$$f3 = a3 * sin(w3 * t);$$

$$f4 = a4 * sin(w4 * t);$$

$$f5 = a5 * sin(w5 * t);$$

$$f6 = a6 * sin(w6 * t);$$

$$ff1 = w1 * a1 * cos(w1 * t);$$

$$ff2 = w2 * a2 * cos(w2 * t);$$

$$ff3 = w3 * a3 * cos(w3 * t);$$

$$ff4 = w4 * a4 * cos(w4 * t);$$

$$ff5 = w5 * a5 * cos(w5 * t);$$

$$ff6 = w6 * a6 * cos(w6 * t);$$

if t <= 2 * tob

```
yb = 0;
```

```
ybp = 0;
```

```
f = -m_eq * g;
```

```
else
```

```
yb = f1 + f2 + f3 + f4 + f5 + f6;
```

```
ybp = ff1 + ff2 + ff3 + ff4 + ff5 + ff6;
```

```
f = -m_eq * g;
```

```
end
```

```
end
```

```
u = [f; ybp; yb];
```

```
yp = A * y + B * u;
```

APÊNDICE C – Código para a Análise do Modelo Numérico em MATLAB

```
clear all
```

```
close all
```

```
global k k_sma k_eq b_sma b_crit b_pneu b_eq r r_sma d m_bag m_bau m_eq g A B yo s0
wybv v0 tob wf wn ti to tf t1 yb1 ybpp1 ybp1 F F_sma pista estrada%variáveis utilizadas na
análise
```

```
vels = 0.1:0.1:50.1;
```

```
rmsag = zeros(1, length(vels));
```

```
rmsv = zeros(1, length(vels));
```

```
rmsx = zeros(1, length(vels));
```

```
rmsx_yb = zeros(1, length(vels));
```

```
wwmeda = zeros(1, length(vels));
```

```
for j = 1:length(vels)
```

```
    disposit = 1; %0 - sem, 1 - martensita ou 2 - austenita
```

```
    pista = 0; % 0 - regular, 1 - irregular
```

```
    estrada = 0; %0 - paralelepipedo, 1 - asfalto, 2 - obstaculo padrao
```

```
    porcentagem = j / length(vels);
```

```
    disp(porcentagem * 100)
```

```
    if disposit == 0
```

```
        k_eq = 114000;
```

```
        m_eq = 65;
```

```
        b_eq = 272;
```

```

g = 9.81;

elseif disposit == 1

k = 10000; %K da mola de diminuição de rigidez

b_pneu = 0; %b do pneu2

k_sma = 30625; %Rigidez dos fios de SMA

r = 0.5; %Distancia do centro de massa do baú até a rótula

r_sma = 0.08; %distância da rótula até os fios de sma

d = 0.189; %Distância da rótula até a haste vertical do bagageiro

k_eq = (1 / r ^ 2) * (((k * d ^ 2) + (k_sma * r_sma ^ 2))); %rigidez equivalente do sistema

m_bag = 2; %massa do bagageiro

m_bau = 11.5; %massa do bau com capacidade máxima

g = 9.81; %aceleração da gravidade

m_eq = (m_bag / 3) + m_bau; %massa equivalente do sistema

b_crit = 2 * sqrt(k_eq * m_eq); %b requerido pelo sistema

b_sma = (b_crit * r ^ 2) / (r_sma ^ 2 * 4); %b_sma

% b_eq=b_sma*(r_sma^2/r^2); %b equivalente do sistema

b_eq = (1 / r ^ 2) * ((b_sma * r_sma ^ 2 + b_pneu * d ^ 2)); %b equivalente do sistema
com pneu

elseif disposit == 2

k = 10000; %K da mola de diminuição de rigidez

```

```

b_pneu = 0; %b do pneu2

k_sma = 70000; %Rigidez dos fios de SMA

r = 0.5; %Distancia do centro de massa do baú até a rótula

r_sma = 0.08; %distância da rótula até os fios de sma

d = 0.189; %Distância da rótula até a haste vertical do bagageiro

k_eq = (1 / r ^ 2) * (((k * d ^ 2) + (k_sma * r_sma ^ 2))); %rigidez equivalente do sistema

m_bag = 2; %massa do bagageiro

m_bau = 11.5; %massa do bau com capacidade máxima

g = 9.81; %aceleração da gravidade

m_eq = (m_bag / 3) + m_bau; %massa equivalente do sistema

b_crit = 2 * sqrt(k_eq * m_eq); %b requerido pelo sistema

b_sma = (b_crit * r ^ 2) / (r_sma ^ 2 * 4); %b_sma

% b_eq=b_sma*(r_sma^2/r^2); %b equivalente do sistema

b_eq = (1 / r ^ 2) * ((b_sma * r_sma ^ 2 + b_pneu * d ^ 2)); %b equivalente do sistema
com pneu

end

A = [0 1; -k_eq / m_eq -b_eq / m_eq]; %matriz de estado A

B = [0 0 0; 1 / m_eq b_eq / m_eq k_eq / m_eq]; %matriz de estado B

if estrada == 0 %cobble

```



```

yo = 0.04;

s0 = 0.30;

elseif estrada == 1 %asfalto

    yo = 0.02;

    s0 = 2.0;

elseif estrada == 2 %obstaculo padrao

    yo = 0.095;

    s0 = 0.65;

end

v0km = vels(j);

v0 = v0km / 3.6;

tob = s0 / v0; %tempo passando pelo obstaculo (s)

wf = (2 * pi * v0) / (s0); %frequência = (2*pi*v0)/(2*s0)

wn = sqrt(k_eq / m_eq); %frequência natural do sistema;

ti = 0; %tempo inicial

tf = 150; %tempo em qua acaba a simulação

dt = 0.01; % intervalo de tempo (passo)

x0 = -m_eq * g / k_eq;

```

```
tspan = (ti:dt:tf); %intervalo de tempo que deve ser definido para cada estágio
```

```
cond_inic = [x0 0]; %condições de contorno
```

```
[t, y] = ode45('principalbagageiro', tspan, cond_inic); %rotina de integração
```

```
n = length(t); %comprimento do vetor tempo
```

```
x = y(1:n, 1); %deslocamento angular da barra
```

```
v = y(1:n, 2); %velocidade angula da barra
```

```
% ----- aceleração teste quebramola----- %
```

```
if pista == 0:
```

```
    wybv = zeros(1, length(t));
```

```
    for i = 1:length(t)
```

```
        if tspan(i) < 2 * to
```

```
            wybv(i) = 0;
```

```
        elseif tspan(i) <= tf
```

```
            wybv(i) = wf;
```

```
        else
```

```
            wybv(i) = 0;
```

```
        end
```

```
end
```

```
yb1 = yo * sin(wybv .* t); %excitação de base
```

```
ybp1 = yo .* wybv .* cos(wybv .* t); %velocidade de excitação de base
```

```
ybpp1 = -yo .* wybv .^ 2 .* cos(wybv .* t); %aceleração da excitação de base
```

```
elseif pista == 1;
```

```
%-----aceleração teste randomico-----
```

```
ww1 = zeros(1, length(t));
```

```
ww2 = zeros(1, length(t));
```

```
ww3 = zeros(1, length(t));
```

```
ww4 = zeros(1, length(t));
```

```
ww5 = zeros(1, length(t));
```

```
ww6 = zeros(1, length(t));
```

```
if estrada == 1 % asfalto
```

```
len = [1.3, 1, 1.7, 1.4, 2, 1.31];
```

```
aa1 = 0.01;
```

```
aa2 = 0.008;
```

```
aa3 = 0.012;
```

```
aa4 = 0.018;
```

```
aa5 = 0.02;

aa6 = 0.005;

elseif estrada == 0 % paralelepipedo

    len = [0.30, 0.27, 0.15, 0.18, 0.20, 0.29];

    aa1 = 0.04;

    aa2 = 0.032;

    aa3 = 0.03;

    aa4 = 0.038;

    aa5 = 0.04;

    aa6 = 0.035;

end

for i = 1:length(t)

    if tspan(i) < 2 * tob

        ww1(i) = 0;

        ww2(i) = 0;

        ww3(i) = 0;

        ww4(i) = 0;

        ww5(i) = 0;
```

```
ww6(i) = 0;
```

```
else
```

```
ww1(i) = 2 * pi * v0 / len(1);
```

```
ww2(i) = 2 * pi * v0 / len(2);
```

```
ww3(i) = 2 * pi * v0 / len(3);
```

```
ww4(i) = 2 * pi * v0 / len(4);
```

```
ww5(i) = 2 * pi * v0 / len(5);
```

```
ww6(i) = 2 * pi * v0 / len(6);
```

```
end
```

```
end
```

```
af1 = aa1 * sin(ww1 .* t);
```

```
af2 = aa2 * sin(ww2 .* t);
```

```
af3 = aa3 * sin(ww3 .* t);
```

```
af4 = aa4 * sin(ww4 .* t);
```

```
af5 = aa5 * sin(ww5 .* t);
```

```
af6 = aa6 * sin(ww6 .* t);
```

```
aff1 = ww1 .* aa1 .* cos(ww1 .* t);
```

```
aff2 = ww2 .* aa2 .* cos(ww2 .* t);
```

```
aff3 = ww3 .* aa3 .* cos(ww3 .* t);
```

```

aff4 = ww4 .* aa4 .* cos(ww4 .* t);

aff5 = ww5 .* aa5 .* cos(ww5 .* t);

aff6 = ww6 .* aa6 .* cos(ww6 .* t);

wwmed = (ww1 + ww2 + ww3 + ww4 + ww5 + ww6) / 6;

yb1 = af1 + af2 + af3 + af4 + af5 + af6;

ybp1 = aff1 + aff2 + aff3 + aff4 + aff5 + aff6;

end

%-----

x_plot2 = x - x0;

x_plot = x - x0 - yb1;

x_sma = (x_plot / r) * r_sma;

a = ((-m_eq * g) + (b_eq * (ybp1 - v)) + (k_eq * (yb1 - x))) / m_eq;

ag = a / g;

rms_ag = sqrt(1 / length(ag) * sum(ag.^ 2));

rms_x = sqrt(1 / length(x_plot) * sum(x_plot.^ 2));

rms_x2 = sqrt(1 / length(x_plot2) * sum(x_plot2.^ 2));

rms_v = sqrt(1 / length(v) * sum(v.^ 2));

```

```

rms_yb = sqrt(1 / length(yb1) * sum(yb1 .^ 2));
rms_x_yb = rms_x2 / rms_yb;

rmsag(j) = rms_ag;
rmsx(j) = rms_x2 * 1000;
rmsv(j) = rms_v;
rmsx_yb(j) = rms_x_yb;

end

figure(1)
plot(vels, rmsag)
xlabel('Velocidade da bicicleta (km/h)')
ylabel('Aceleração vertical do bagageiro [RMS] (g)')
grid on
yl = yline(max(rmsag), '-r', ['Max:', num2str(round(max(rmsag), 2)), ' g']);
yl.LabelHorizontalAlignment = 'left';

figure(2)
plot(vels, rmsx)
xlabel('Velocidade da bicicleta (km/h)')
ylabel('Deslocamento vertical do bagageiro [RMS] (mm)')
grid on
yl.LabelHorizontalAlignment = 'left';

```

```
figure(3)

plot(vels, rmsv)

xlabel('Velocidade da bicicleta(km/h)')

ylabel('Velocidade vertical do bagageiro [RMS] (m/s)')

grid on
```

```
figure(4)

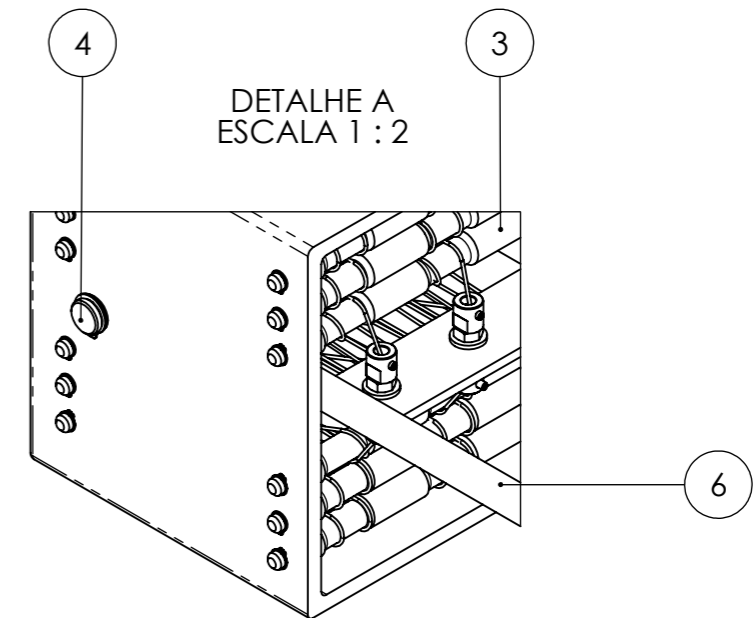
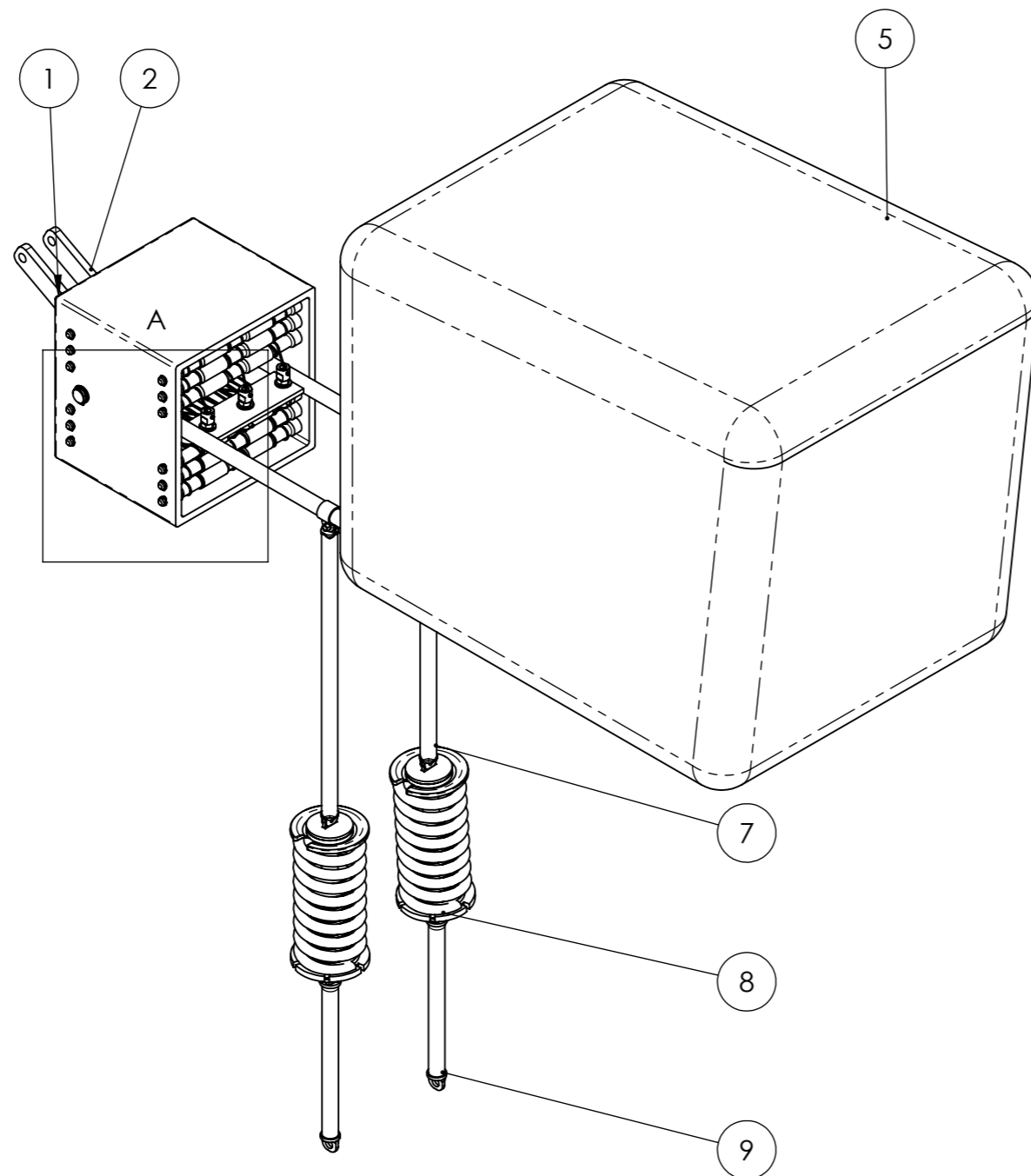
plot(vels, rmsx_yb)

xlabel('Velocidade da bicicleta(km/h)')

ylabel('RMS Desloc. bau/ RMS Desloc. base')

grid on
```


APÊNDICE D – Desenhos Técnicos

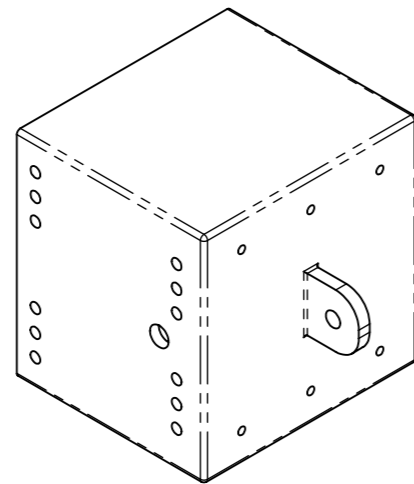
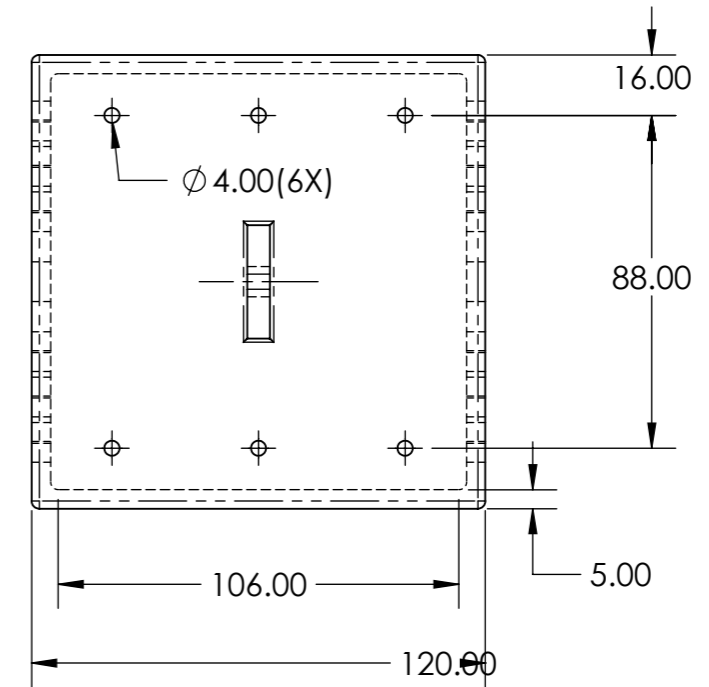
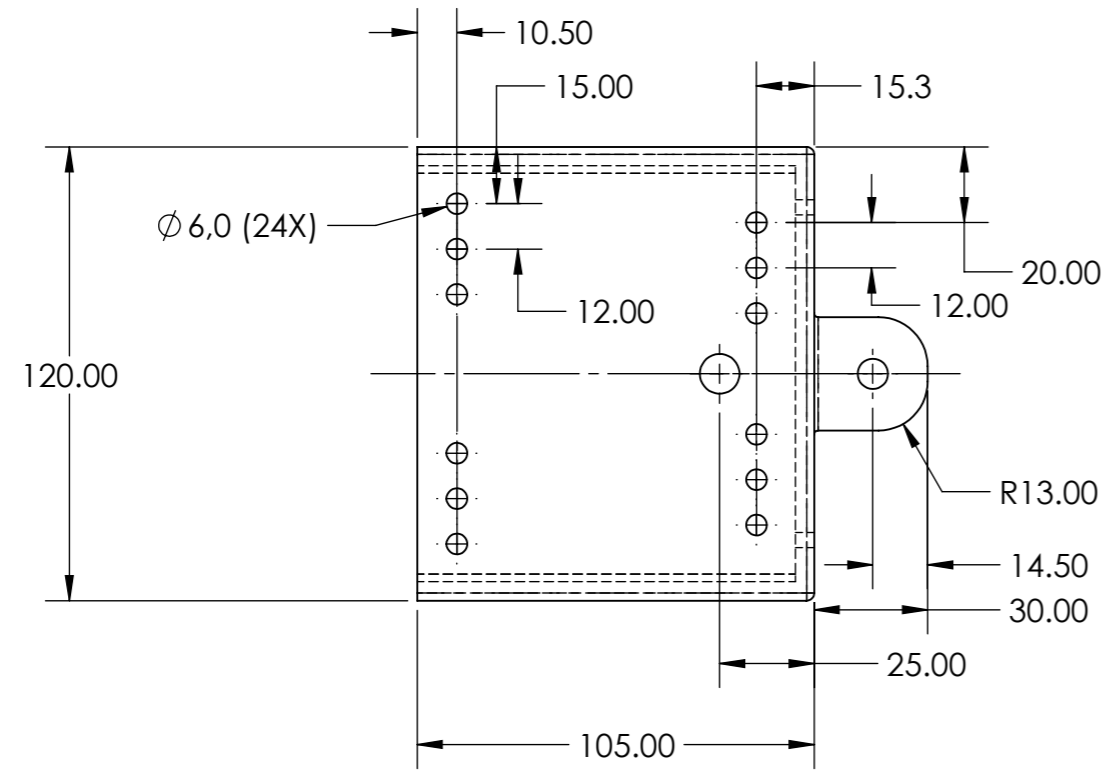


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	CAIXA DE POLIAS	1
2	FIXADOR	1
3	POLIAS	12
4	EIXO DO BAGAGEIRO	1
5	BAÚ	2
6	BAGAGEIRO	1
7	HASTE MAIOR	2
8	MOLA LINEAR ELÁSTICA	2
9	HASTE MENOR	2
10	TENSIONADOR	3

ALUNO:	Gabriel de Souza
ALUNO:	Victor Blal
ALUNO:	Victor Muller



DISPOSITIVO

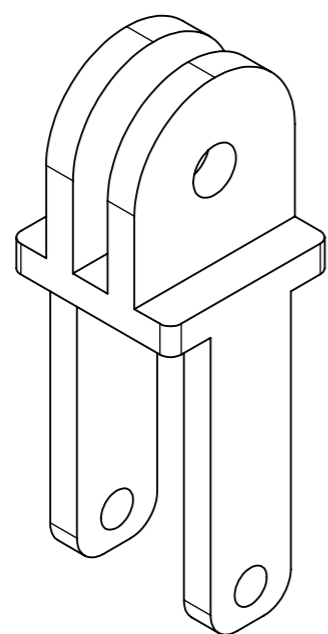


VISTA ISOMÉTRICA

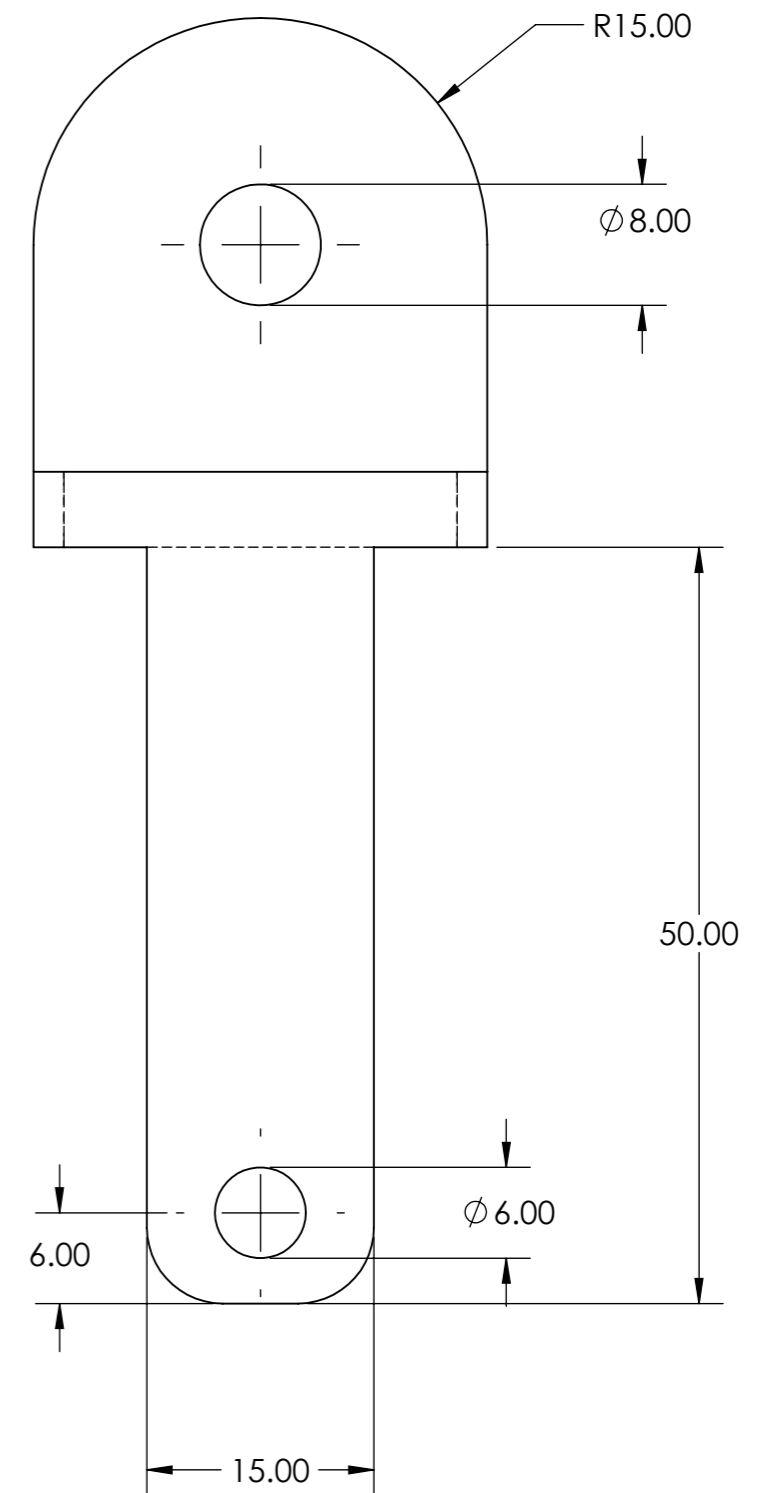
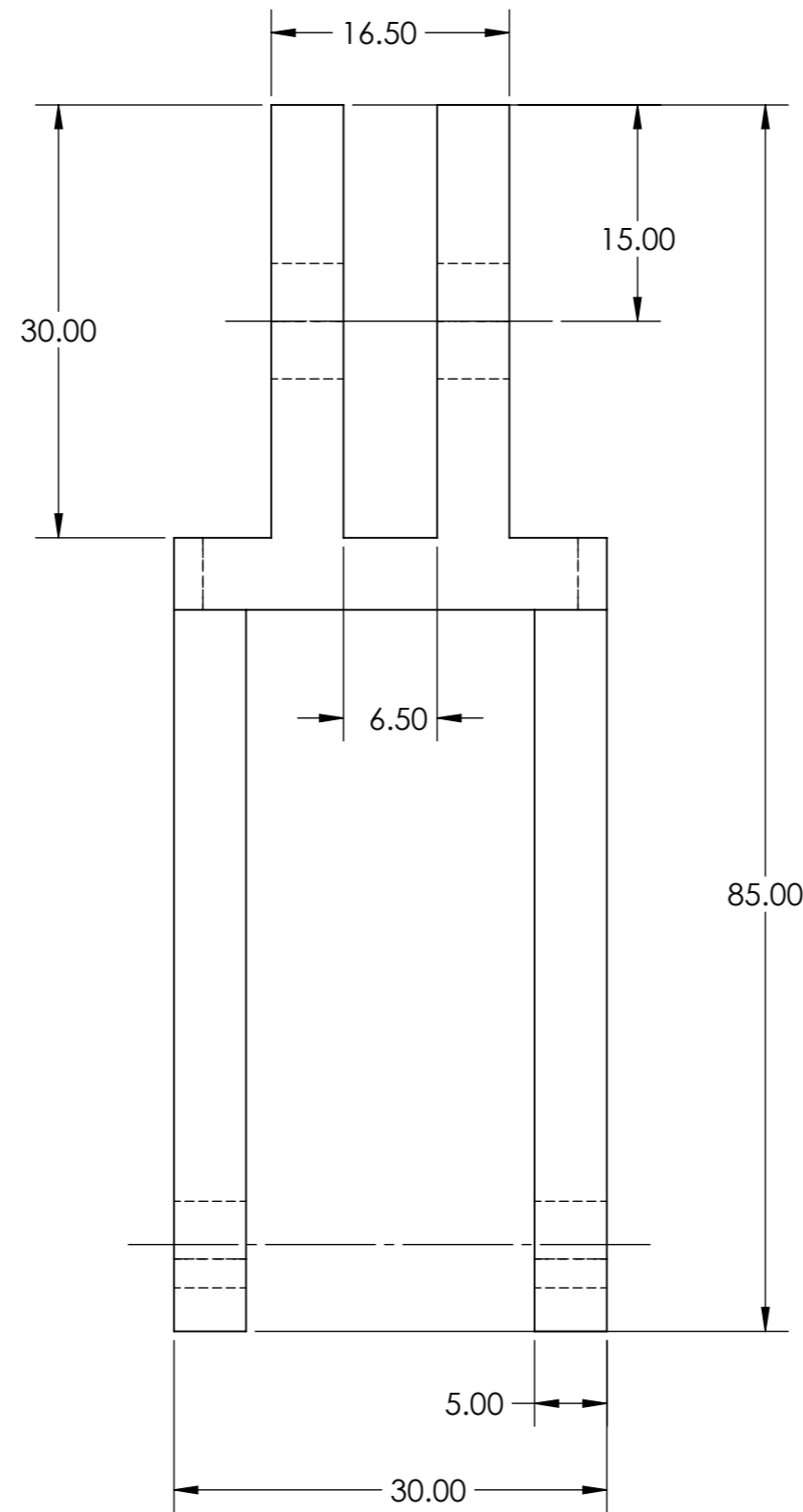
ALUNO:	Gabriel de Souza
ALUNO:	Victor Blal
ALUNO:	Victor Muller



CAIXA DE POLIAS



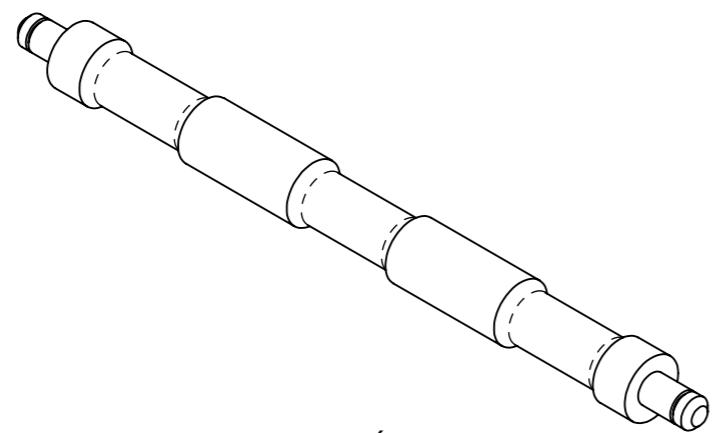
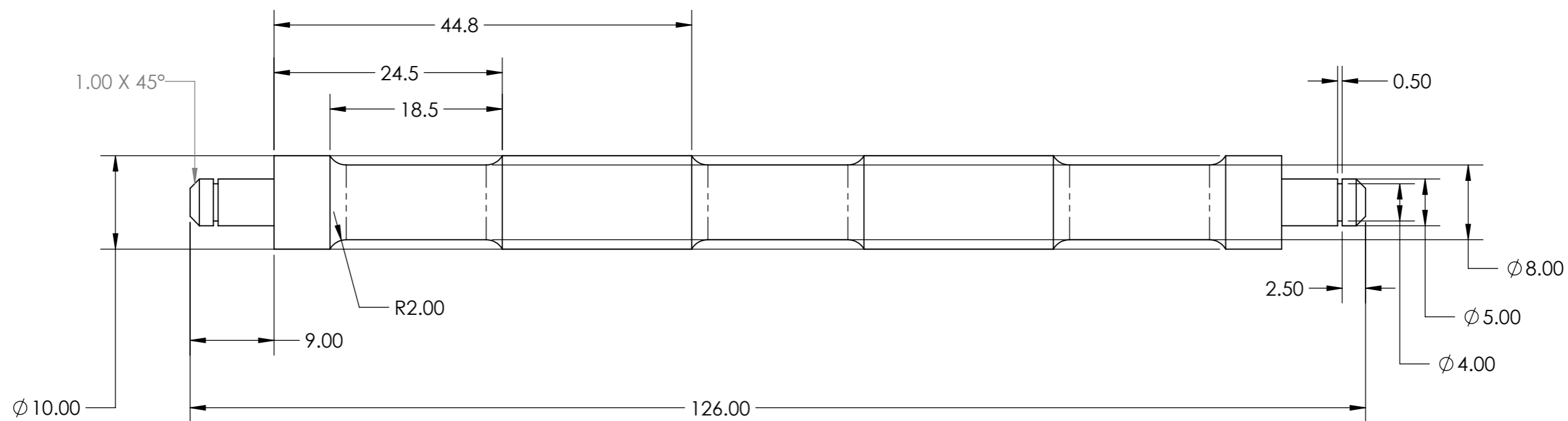
VISTA ISOMÉTRICA



ALUNO:	Gabriel de Souza
ALUNO:	Victor Blal
ALUNO:	Victor Muller



FIXADOR

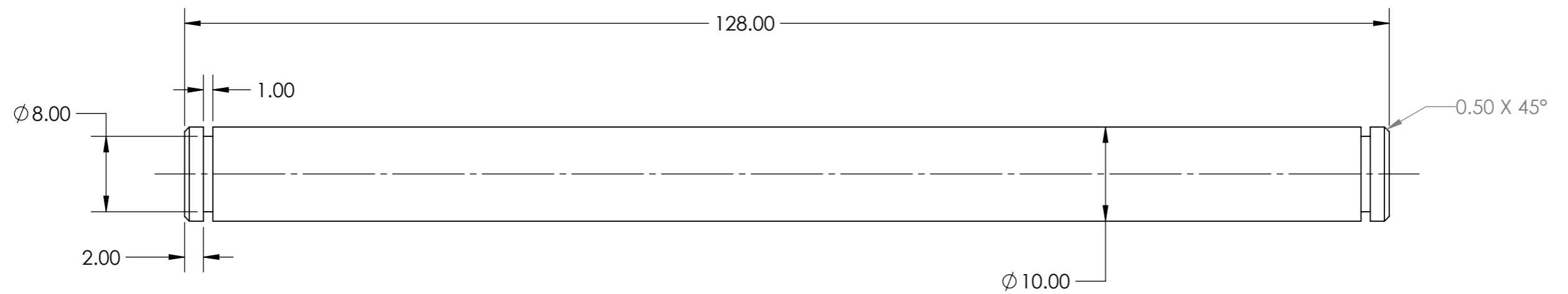



VISTA ISOMÉTRICA

ALUNO:	Gabriel de Souza
ALUNO:	Victor Blal
ALUNO:	Victor Muller

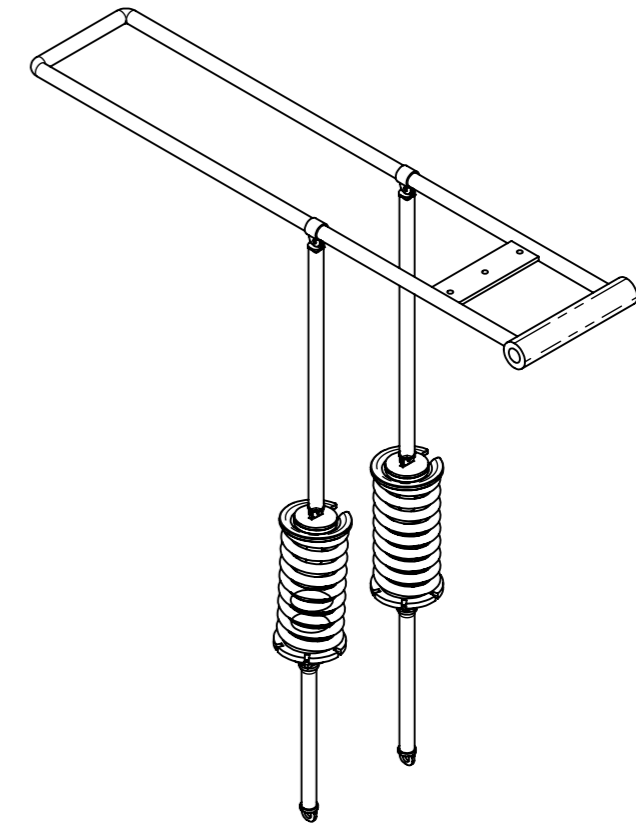
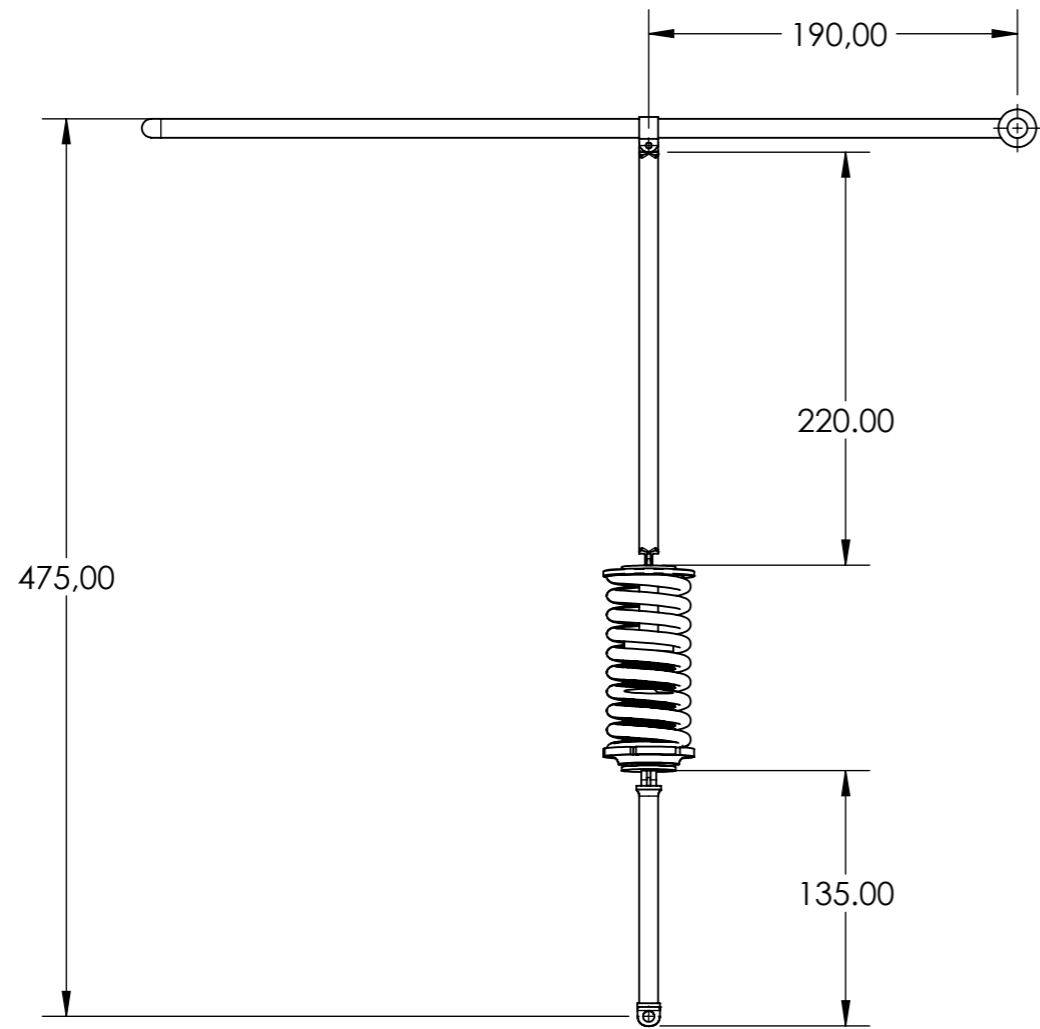
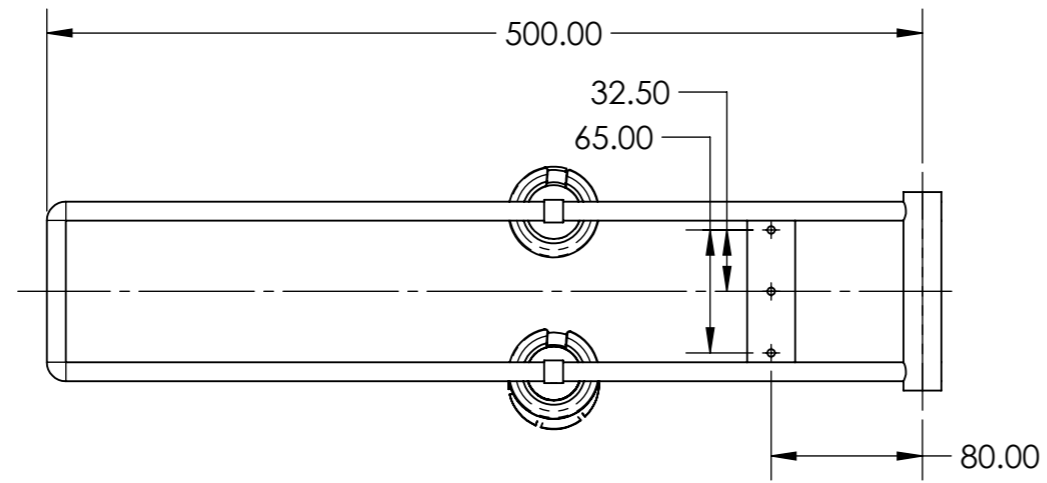


POLIA




ALUNO:	Gabriel de Souza	
ALUNO:	Victor Blal	
ALUNO:	Victor Muller	

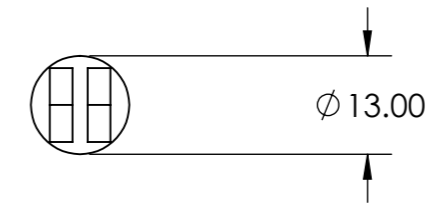
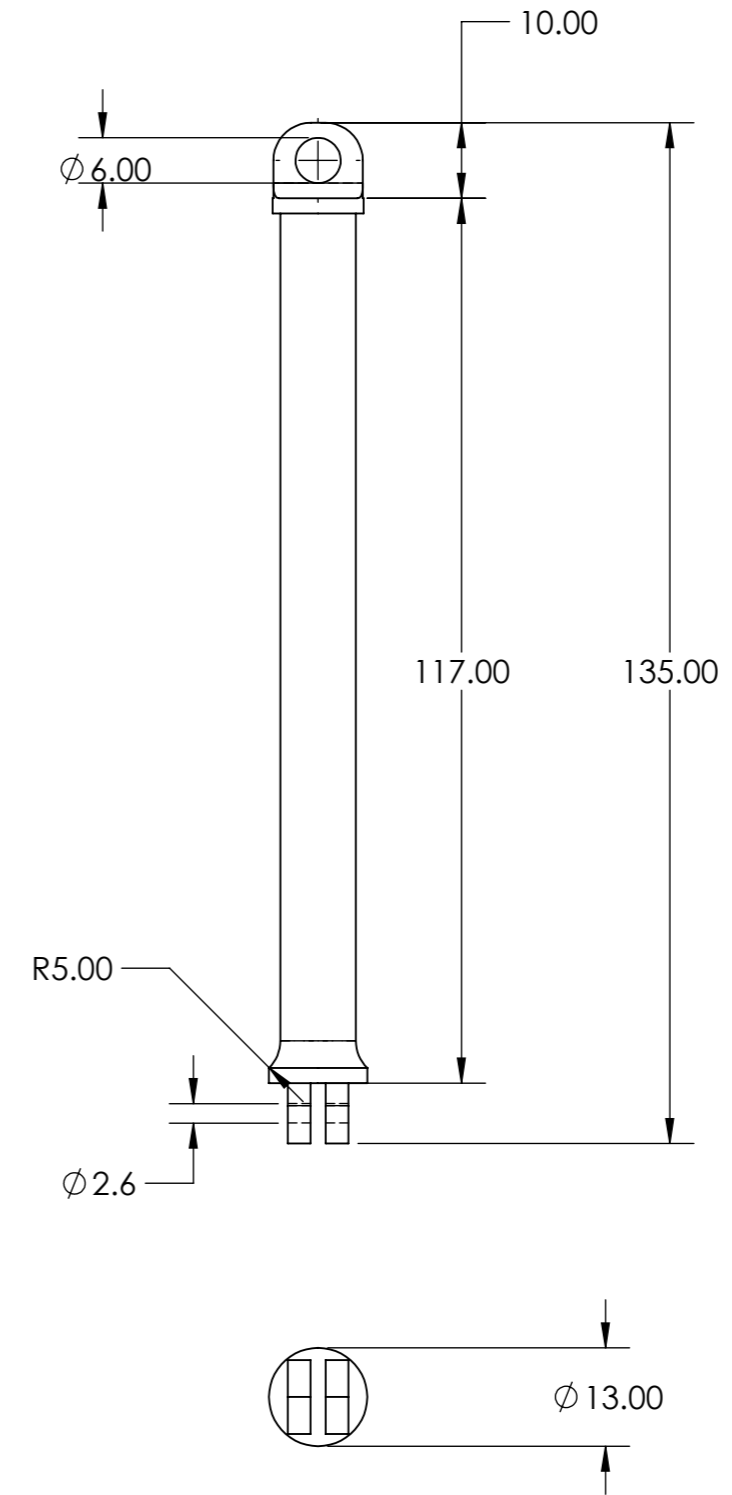
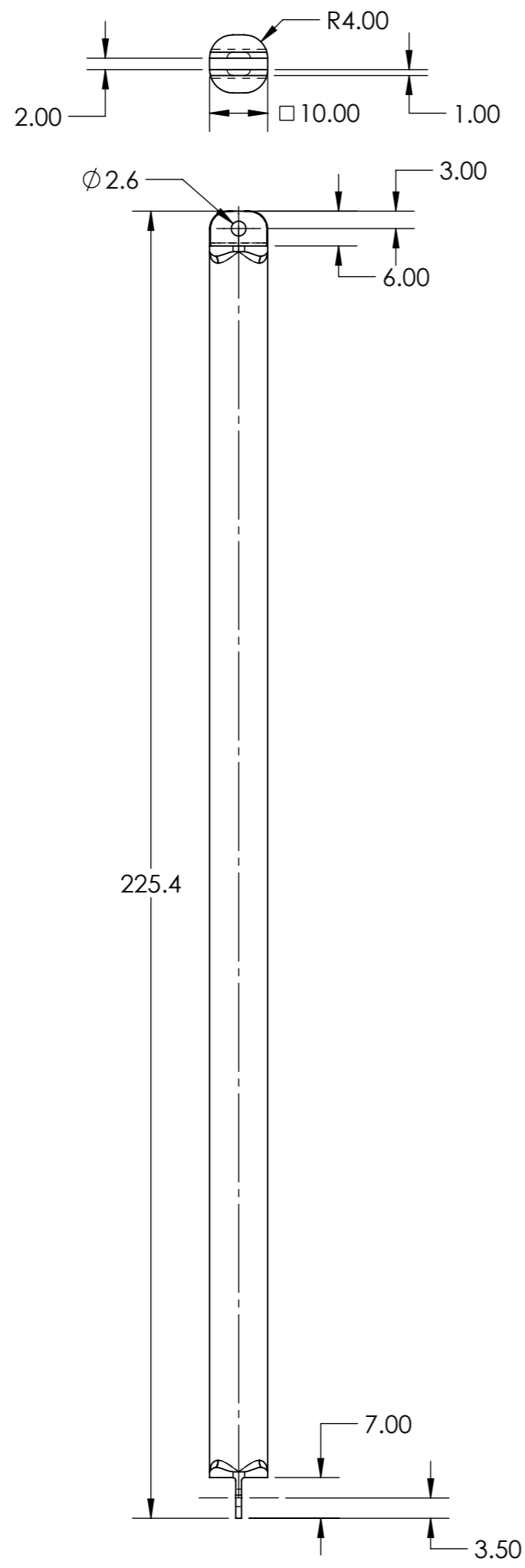
EIXO DO BAGAGEIRO



VISTA ISOMÉTRICA

ALUNO:	Gabriel de Souza	
ALUNO:	Victor Blal	
ALUNO:	Victor Muller	

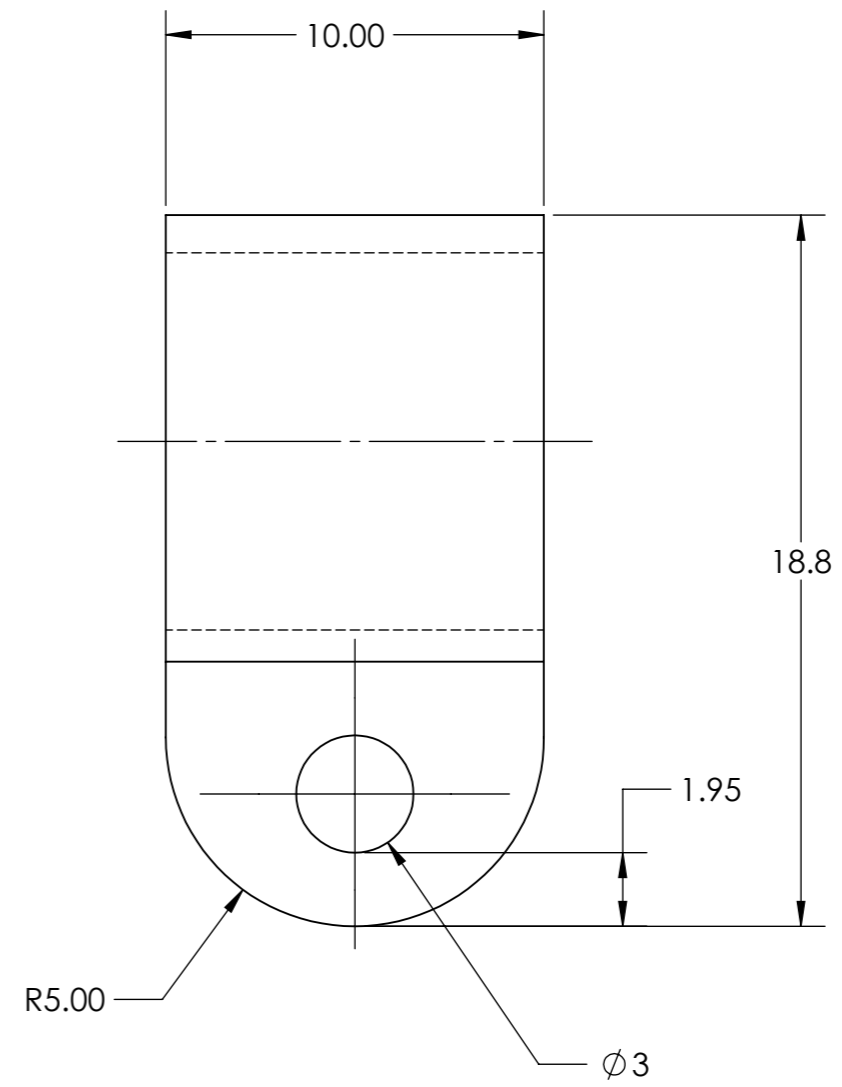
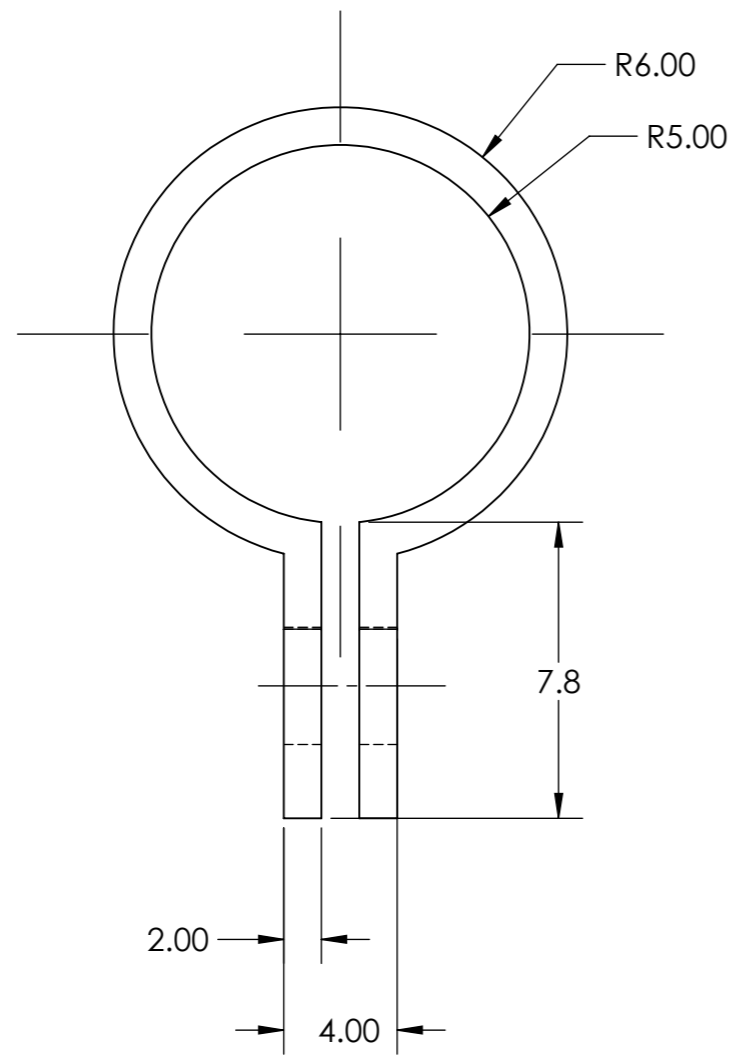
BAGAGEIRO



ALUNO:	Gabriel de Souza
ALUNO:	Victor Blal
ALUNO:	Victor Muller



HASTE MAIOR / HASTE MENOR



ALUNO:	Gabriel de Souza
ALUNO:	Victor Blal
ALUNO:	Victor Muller



SUPORTE DE AJUSTE