

Universidade de Brasília – UnB  
Faculdade UnB Gama – FGA  
Engenharia Automotiva

# **Projeto e implementação de um absorvedor dinâmico de vibrações para assento de ônibus rodoviário**

**Autor: Bruno Cintra Catozo**  
**Orientador: Prof.<sup>a</sup> Dr(a) Maria Alzira de Araújo Nunes**

Brasília, DF  
2018



Bruno Cintra Catozo

## **Projeto e implementação de um absorvedor dinâmico de vibrações para assento de ônibus rodoviário**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília – UnB

Faculdade UnB Gama – FGA

Orientador: Prof.<sup>a</sup> Dr(a) Maria Alzira de Araújo Nunes

Brasília, DF

2018

Bruno Cintra Catozo

## **Projeto e implementação de um absorvedor dinâmico de vibrações para assento de ônibus rodoviário**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 29 de novembro de 2018 – Data da aprovação do trabalho:

---

**Prof.<sup>a</sup> Dr(a) Maria Alzira de Araújo  
Nunes**  
Orientador

---

**Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa  
Oliveira**  
Convidado 1

---

**Prof. Dr. Henrique Gomes Moura**  
Convidado 2

Brasília, DF  
2018

Esse trabalho é dedicado aos meus pais, Carlos Alberto Catozo e Denise Balboni Cintra Catozo, pois sempre sacrificaram suas vidas para dar uma vida melhor aos filhos.

# Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, pois sem Ele nenhuma vitória seria alcançada. Agradeço à força que recebi durante esses anos para vencer a distância de casa e a saudade da família. Sou grato por toda proteção e intercessão em minha vida.

De um modo especial, gostaria de agradecer profundamente aos pais, Carlos e Denise, pela educação, amor, confiança e apoio durante minha jornada. Mesmo distantes, eles foram os principais responsáveis para que eu pudesse ultrapassar todos os obstáculos encontrados na vida, me dando forças e fazendo com que eu acreditasse na minha capacidade de alcançar os meus sonhos. Serei eternamente grato e sei que sem eles nada disso seria possível. À minha irmã Bárbara, pela amizade e companheirismo, por sempre me falar palavras positivas durante as dificuldades.

Agradeço também minha orientadora, professora Maria Alzira A. Nunes, a qual foi responsável por transformar positivamente meu caminho durante o curso. Ao longo dos três anos de supervisão e orientação, não faltou paciência, dedicação, respeito, e palavras que foram primordiais durante minha graduação.

Seria ingratidão não agradecer os professores da UnB-Gama: Sérgio Carneiro, Carla Anflor, Rita de Cássia, Rhander Viana e Ronni Geraldo, pois, não pouparam esforços nos momentos em que eu mais precisei. Estes professores são exemplos de docentes, os quais não se negam em compartilhar toda a imensidão de conhecimentos que cada um possui. Irei me recordar para sempre.

Não poderia deixar de agradecer à Dona Maria, por ter me acolhido com todo amor em Brasília, em um momento mais conturbado de minha graduação. Serei eternamente grato por todo carinho que me tratou durante esse tempo que morei com ela. Também gostaria de citar nestes agradecimentos a Angela Luiza, por ter estado comigo durante quatro anos de minha graduação, sendo decisiva em todas minhas atitudes no decorrer do curso. Nunca mediu esforços para me ajudar a superar as dificuldades e sempre me motivou a dar o meu melhor.

Aos meus amigos que me acompanharam durante toda a graduação, bem como meus parceiros do Laboratório de Vibrações da UnB e os amigos que acompanharam na equipe UnBaja, os quais me proporcionaram um enorme aprendizado. Obrigado a todos por compartilhar comigo momentos bons e ruins, amigos que levarei por toda a vida.

Por fim, mas não menos importante, agradeço à todos que de certa forma colaboraram para a realização desta conquista.

*“ Embora ninguém possa voltar atrás e fazer um novo começo, qualquer um pode começar agora e fazer um novo fim. ”*

*Ayrton Senna*

# Resumo

Diante do aumento da população ao longo dos anos aliado à necessidade de locomoção nos grandes centros urbanos, a busca por meios de transporte coletivo cresceu. Sendo assim, surgiu uma preocupação quanto às condições de trabalho em que os motoristas de ônibus estão submetidos durante a jornada de trabalho. Há inúmeros fatores adversos à saúde destes profissionais, onde um deles é o alto índice de exposição à vibrações mecânicas provenientes do sistema de transmissão, interação pneu/pista, ondulações no piso, cuja as quais são transmitidas diretamente para o condutor. Por ser um dos mais relevantes fatores que oferece riscos a integridade do ser humano, há um constante estudo para desvendar as principais patologias associadas à exposição de vibração em frequências específicas. Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo o projeto e a implementação de um absorvedor dinâmico de vibrações o qual será fixado em um banco de ônibus rodoviário, e por fim, será ensaiado em uma bancada experimental de vibrações. O dispositivo será responsável por atenuar a amplitude das oscilações em frequências específicas que são transmitidas até o condutor, promovendo o conforto e prevenindo o ocupante de doenças relacionadas com a exposição às oscilações. Seu princípio de funcionamento está baseado na utilização de blocos de massa e mola helicoidal de compressão. O projeto do ADV se mostrou viável e obteve resultados satisfatórios, uma vez que, atenuou de forma significativa a aceleração *rms* na frequência sintonizada. Ressalta-se também que a construção ocorreu de forma simples e se mostrou economicamente viável.

**Palavras-chaves:** Absorvedor dinâmico de vibração, Vibração de corpo inteiro, Assento de ônibus, bancada experimental.

# Abstract

The population increase allied with the need for locomotion in big urban centers has increased the search for means of collective transportation. Thus, a concern related to the working conditions in which bus drivers are subjected during the working day has arisen. There are several factors adverse to the health of these professionals such as the high index of exposure to mechanical vibrations from the transmission system, tire or lane interactions, highway undulations, which are transmitted directly to the driver. For being one of the most relevant factors that expose risks to the human being integrity, there is a constant study to uncover the main pathologies associated with the exposure of vibration in specific frequencies. In this context, the present work aims to design and implement a dynamic vibration absorber (DVA) which will be implemented in a road bus bench and tested in an experimental vibration bench. The absorber will be responsible for attenuating vibrations at specific frequencies that are transmitted to the driver, promoting comfort and welfare, as well as preventing the drivers from diseases related to exposure to oscillations. Its operating principle is based on the use of mass blocks and helical compression spring. The ADV project proved to be practicable and yielded satisfactory results since the device has significantly attenuated the root mean square (RMS) acceleration in the tuned frequency. It is also noted that its construction was simple and economically feasible.

**Keywords:** Dynamic vibration absorber, Whole body vibration, bus seat, vibration bench.



# Lista de ilustrações

Figura 1.1 – Condições de trabalho de motorista de ônibus. (a) Poluição dos grandes centros urbanos. (b) Congestionamento. (c) Extremos de temperatura. (d) Superlotação dos ônibus. (Fonte: Google Imagens) . . . . .	2
Figura 1.2 – Estrutura conceitual da relação entre exposição à VCI e saúde da coluna vertebral (Fonte: Adaptado de Seidel (2005)) . . . . .	3
Figura 1.3 – Bancadas de testes para assentos (a) urbano e (b) rodoviário (Fonte: Moore (2017)) . . . . .	6
Figura 1.4 – Fluxograma das atividades do Trabalho de Conclusão de Curso . . . . .	8
Figura 2.1 – Resultados das medições dos níveis de vibração em ônibus e em carros, percorrendo 3 tipos distintos de estradas. Fonte: Adaptado de Lewis e Johnson (2012). . . . .	11
Figura 2.2 – (a) Modelo do ônibus utilizado no experimento. (b) Tipo de assento do veículo (Fonte: Nunes e Silva (2015)). . . . .	13
Figura 2.3 – ADV acoplado ao modelo de veículo em massas discretas de a) 1/4 de veículo e b) 1/2 de veículo (Adaptado de Anand et al. (2007)). . . . .	15
Figura 2.4 – Comparação entre a transmissibilidade com e sem ADV nos modelos de a) 1/4 de veículo e b) 1/2 de veículo (Adaptado de Anand et al. (2007)) . . . . .	15
Figura 2.5 – (a) Modelo de 1/4 de veículo acoplado com ADV rotacional. (b) Comparação da aceleração no domínio da frequência antes e após o acoplamento do ADV. Fonte: Aydan et al. (2010). . . . .	16
Figura 2.6 – Representação do ADV constituído por massa-mola proposto por Ferreira e Faria (2010). . . . .	17
Figura 2.7 – Resposta em frequência do modelo de veículo acoplado com o ADV. . . . .	17
Figura 2.8 – Absorvedor dinâmico aplicado ao suporte do motor para reduzir ruídos. (XU et al., 2012) . . . . .	18
Figura 2.9 – (a) Nível de ruído no ouvido do motorista. (b) Nível de vibração no suporte do motor (Fonte: Adaptado de Xu et al. (2012)). . . . .	18
Figura 3.1 – Aplicação de ADV em (a) rotor de helicóptero e (b) cabos de linhas de transmissão de energia (Fonte: Guedes et al. (2005)). . . . .	20
Figura 3.2 – Aplicação de ADV em ponte (GERB, 2001). . . . .	21
Figura 3.3 – Sistema oscilador 2 GDL: absorvedor dinâmico não amortecido acoplado a um sistema primário. (Fonte: Adaptado de Oliveira (2014)). . . . .	21
Figura 3.4 – Efeito de um ADV não amortecido sobre a resposta de um sistema. (Fonte: Adaptado de Claro e Rade (2015)). . . . .	24

Figura 3.5 – Aplicação de ADV amortecido aplicado em (a) tubulações industriais e (b) caixas d’água (Fonte: VICODA, (2018)). . . . .	25
Figura 3.6 – Sistema oscilador 2 GDL: absorvedor dinâmico amortecido acoplado a um sistema primário. (Fonte: Adaptado de Oliveira (2014)). . . . .	25
Figura 3.7 – Amplitude normalizada de vibração da massa primária utilizando valores de amortecimento distinto. (Fonte: Adaptado de Inman (1994)). . . . .	27
Figura 4.1 – Espectro de frequências e suas respectivas magnitudes mensuradas em um ônibus trafegando em perfil asfáltico (Fonte: Ciapparini (2012)). . . . .	30
Figura 4.2 – ADV’s que motivaram a concepção do absorvedor proposto por este trabalho. (a) (SILVA; OLIVEIRA, 2015). (b) (PIRES et al., 2016). (c) (ROSA; HOLANDA, 2016). . . . .	31
Figura 4.3 – Disposição espacial do ADV proposto . . . . .	32
Figura 4.4 – Bloco de massa do ADV . . . . .	33
Figura 4.5 – Processo de fabricação do bloco de massa cilíndrico. (a) Corte do tarugo utilizando a máquina serra fita. (b) Furação do cilindro no torno mecânico . . . . .	34
Figura 4.6 – (a) Blocos de massa de aço SAE 1020 finalizados. (b) Montagem final dos blocos de massa fixados por meio de hastes e uma chapa de aço . . . . .	34
Figura 4.7 – Mola fabricada sob medida para o ADV . . . . .	36
Figura 4.8 – Mola e seus suportes de fixação. (a) Suporte superior e inferior. (b) Mola em seus suportes . . . . .	36
Figura 4.9 – Realização do ensaio de compressão na mola para determinar sua rigidez . . . . .	37
Figura 4.10–Resultado experimental obtido através da compressão da mola . . . . .	37
Figura 4.11–(a) Haste de ancoragem da mola e fixação dos blocos de massa e (b) pino para limitar o movimento da mola . . . . .	38
Figura 4.12–Desenho em CAD da estrutura externa do ADV juntamente com a haste de fixação no assento . . . . .	39
Figura 4.13–Desenho em CAD do ADV desenvolvido com identificação de todos os elementos construtivos . . . . .	39
Figura 5.1 – Diagrama da bancada com o ADV fixado. (Adaptado de Moore (2017)) . . . . .	40
Figura 5.2 – Equipamentos necessários para funcionamento da bancada de testes: (a) Gerador de sinal; (b) Amplificador de potência; (c) Shaker eletrodinâmico; (d) Cooler a vácuo . . . . .	41
Figura 5.3 – Equipamentos necessários para medição da vibração: (a) HVM 100 ( <i>Human Vibration Measurement 100</i> ); (b) <i>Seat Pad</i> modelo Sen 027; (c) <i>Shear ICP</i> modelo Sen 021F . . . . .	42
Figura 5.4 – Configuração dos equipamentos de excitação: (a) Escala criada no amplificador para identificação do ganho aplicado ao sistema; (b) Amplitude do sinal determinado no gerador de sinais . . . . .	43

Figura 5.5 – Identificação dos pontos viáveis para fixação do ADV na estrutura do assento. (a) Pontos 1 e 2; (b) Pontos 3, 4 e 5 . . . . .	43
Figura 5.6 – Diagrama para definição do posicionamento do ADV (Adaptado de Moore (2017)) . . . . .	44
Figura 5.7 – Acelerômetro ICP fixado no ponto "4" para aferir amplitude de vibração no local . . . . .	44
Figura 5.8 – Valores das acelerações obtidas nos possíveis pontos de fixação do ADV	45
Figura 5.9 – Fluxograma das etapas de medições realizadas no experimento 2 . . . .	46
Figura 5.10 – Cadeia de instrumentos para medição de vibração de corpo inteiro sem ADV . . . . .	47
Figura 5.11 – Instrumentação para medição da vibração de corpo inteiro com o ADV localizado: (a) no ponto 5 e (b) detalhe do ADV no ponto 1 . . . . .	47
Figura 5.12 – Medição de vibração de corpo inteiro com ocupante para análise da interferência da inclusão de massa no funcionamento do ADV . . . . .	48
Figura 5.13 – Resultados das medições das acelerações (a) sem ADV e com ADV no ponto 1 e (b) sem ADV e com ADV no ponto 5, ambos sem indivíduo . . . . .	49
Figura 5.14 – Valores das acelerações obtidas nos possíveis pontos de fixação do ADV	50
Figura 5.15 – Instrumentação para medição da vibração de corpo inteiro com o ADV localizado: (a) no ponto 5 e (b) detalhe do ADV no ponto 1 . . . . .	50
Figura 5.16 – Valores das acelerações obtidas nos possíveis pontos de fixação do ADV	51
Figura 5.17 – Resultados das medições das acelerações (a) sem ADV e com ADV no ponto 1 de 1 a 10 <i>Hz</i> e (b) de 10 a 80 <i>Hz</i> , ambos com indivíduo . . . . .	52
Figura A.1 – Desenho técnico da chapa de alumínio com 3 mm de espessura . . . . .	61
Figura A.2 – Desenho técnico dos cilindros de aço SAE 1020 . . . . .	62
Figura A.3 – Desenho técnico da haste auxiliar feita a partir de varão rosqueável . . . .	63
Figura A.4 – Desenho técnico da haste interna feita a partir de varão rosqueável . . . .	64
Figura A.5 – Desenho técnico da mola de aço SAE 1070. . . . .	65
Figura A.6 – Desenho técnico do pino superior de aço SAE 1020 . . . . .	66
Figura A.7 – Desenho técnico da estrutura externa do ADV . . . . .	67
Figura A.8 – Montagem final do ADV com detalhamento dos componentes . . . . .	68

# Lista de tabelas

Tabela 1.1 – Critério de julgamento e tomada de decisão. Fonte: (FUNDACENTRO, 2013) . . . . .	4
Tabela 2.1 – Resultados obtidos através das medições em colhedoras de cana-de-açúcar. Fonte: Lopes (2012) . . . . .	12
Tabela 2.2 – Medições dos valores médios de acelerações obtidas durante o trajeto. Fonte: Figueiredo et al. (2016). . . . .	14
Tabela 4.1 – Frequências de ressonância em várias partes do corpo humano . . . . .	29
Tabela 4.2 – Quadro resumo das características finais de cada bloco de massa . . . . .	33
Tabela 4.3 – Valores escolhidos para fabricação da mola. . . . .	35
Tabela 4.4 – Valores escolhidos para fabricação da mola. . . . .	35
Tabela 5.1 – Valores das acelerações obtidas nos pontos do assento. . . . .	45
Tabela 5.2 – Resultados experimentais obtidos ao ensaiar a bancada de 1 a 10 $Hz$ sem ADV, com ADV no ponto 1 e no ponto 5, sem indivíduo . . . . .	48
Tabela 5.3 – Resultados experimentais obtidos ao ensaiar a bancada de 1 a 10 $Hz$ sem ADV e com ADV no ponto 1, com indivíduo . . . . .	51

# Lista de abreviaturas e siglas

ADV	Absorvedor Dinâmico de Vibração
aren	Aceleração Resultante de Exposição Normalizada
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CLT	Consolidação das Leis do Trabalho
FRF	<i>Frequency Response Function</i>
GDL	Grau de Liberdade
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> - Organização Internacional de Normalização
LabNVH	Laboratório de Acústica e Vibrações
MTE	Ministério do Trabalho e Emprego
NHO 09	Norma de Higiene Ocupacional 09
NR	Norma Regulamentadora 15
PSD	<i>Power Spectral Density</i>
TST	Tribunal Superior do Trabalho
VDVR	Valor de Dose de Vibração Resultante
VCI	Vibração de Corpo Inteiro

# Lista de símbolos

$\zeta$	Fator de amortecimento
$f$	Razão de frequências
$\omega$	Frequência de excitação
$\mu$	Razão de massas
$c_c$	Amortecimento crítico
$X_{est}$	Deflexão estática

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>1.1</b>	<b>Contextualização</b>	<b>1</b>
<b>1.2</b>	<b>Justificativa e Motivação</b>	<b>3</b>
<b>1.3</b>	<b>Objetivos</b>	<b>6</b>
1.3.1	Objetivo Geral	6
1.3.2	Objetivos Específicos	6
<b>1.4</b>	<b>Metodologia</b>	<b>7</b>
<b>1.5</b>	<b>Organização do trabalho</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>10</b>
<b>2.1</b>	<b>Vibração Ocupacional de Corpo Inteiro</b>	<b>10</b>
<b>2.2</b>	<b>Absorvedores Dinâmicos de Vibrações</b>	<b>14</b>
<b>3</b>	<b>ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO (ADV)</b>	<b>20</b>
<b>3.1</b>	<b>ADV não amortecidos</b>	<b>21</b>
<b>3.2</b>	<b>ADV amortecidos</b>	<b>24</b>
<b>4</b>	<b>PROJETO DO ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES</b>	<b>28</b>
<b>4.1</b>	<b>Definição das frequências</b>	<b>28</b>
<b>4.2</b>	<b>Proposição do ADV</b>	<b>30</b>
4.2.1	Definição preliminar dos parâmetros	31
4.2.2	Blocos de Massa	33
4.2.3	Mola Helicoidal	35
4.2.4	Estrutura do ADV	38
<b>5</b>	<b>ENSAIOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b>	<b>40</b>
<b>5.1</b>	<b>Metodologia Experimental</b>	<b>40</b>
5.1.1	Materiais utilizados	40
5.1.2	Procedimento Experimental	42
5.1.3	Experimento 1 - Determinação do posicionamento do ADV	43
5.1.4	Experimento 2 - Análise da vibração de corpo inteiro com e sem ADV acoplado ao assento	46
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>53</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>55</b>

<b>ANEXOS</b>	<b>59</b>
<b>ANEXO A – DESENHOS TÉCNICOS DO ADV . . . . .</b>	<b>60</b>



# 1 Introdução

## 1.1 Contextualização

Com o aumento da população ao longo dos anos aliado à necessidade de locomoção em grandes centros urbanos, a demanda por serviços de transporte coletivo expandiu-se significativamente. Segundo dados do SINDIPEÇAS - Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores - no Brasil, entre os anos de 2009 e 2017, houve um crescimento de 21,9% na frota de ônibus, totalizando um aumento de quase 69 mil veículos de transporte de passageiros comercializados.

Devido à expressiva quantidade de profissionais atuando na área, é promovido uma mobilização de alguns órgãos do governo a tomarem medidas preventivas acerca das condições de trabalho dos motoristas de ônibus urbanos. Tais medidas se baseiam em normas regulamentadoras, cujas as quais têm o objetivo de proporcionar aos trabalhadores as condições necessárias para o desempenho da função, preservando-os de problemas de saúde física e emocional (ZANOL, 2014).

O Ministério do Trabalho e Emprego (MTE), através do Grupo Especial de Fiscalização do Trabalho em Transportes (Getrac), realizou uma ação de fiscalização em empresas responsáveis pelo transporte coletivo de passageiros em Belo Horizonte (MG). No período de 2010 a 2014, foram instaurados mais de 800 autos de infração lavrados contra as empresas, com infrações relacionadas a não concessão de descanso semanal remunerado, excesso de jornada diária de trabalho, desrespeito aos intervalos interjornada, dentre outros.

Os motoristas de ônibus urbanos vivenciam as mais diversas condições de trabalho que podem de alguma forma comprometer sua saúde. Comumente, estes profissionais estão submetidos a fatores estressantes como longas jornadas de trabalho, aliadas com horários irregulares e noturnos, insuficiência de horário de descanso, bem como estão expostos a estímulos vibratórios prolongados, congestionamentos, assaltos, superlotação do veículo, precariedade na manutenção e conservação do veículo, risco rotineiro de acidentes. E, ainda, estão submetidos a aspectos ambientais como ruído, poluentes químicos provenientes dos veículos automotores, e a extremos de temperatura (FREITAS; NAKAMURA, 2003; MENDES; DIAS, 1991; TSUKIMOTO et al., 2006). A Figura 1.1 ilustra algumas condições de trabalho dos motoristas.



Figura 1.1 – Condições de trabalho de motorista de ônibus. (a) Poluição dos grandes centros urbanos. (b) Congestionamento. (c) Extremos de temperatura. (d) Superlotação dos ônibus. (Fonte: Google Imagens)

Dentre as inúmeras situações adversas à saúde do motorista, destaca-se o risco ocupacional que é verificado como um possível agravamento à saúde, denominado vibração, cuja a qual é proveniente de várias partes do veículo, principalmente pelo desbalanceamento de elementos rotativos, advindas do motor e sistema de transmissão, e também pelas irregularidades da pista, as quais são transmitidas ao ser humano (HILL; DESMOULIN; HUNTER, 2009).

A vibração é apontada em diversos estudos como um dos riscos ocupacionais mais comuns na indústria mundial, ligada a prevalência de dores lombares em motoristas e outras patologias. Como mostrado no estudo de Bovenzi e Zadini (1992), as patologias lombares são predominantemente encontradas em motoristas que ficam expostos à vibrações durante a jornada de trabalho e a ocorrência pode aumentar de acordo com a dose diária de exposição, com a magnitude da oscilação e diretamente relacionado com o tempo de exposição.

A incidência da lombalgia em motoristas de ônibus é amplamente estudada no meio científico (SACCO et al., 2003; MARRAS, 2000; GERR; MANI, 2002; BOSHIJZEN et al., 1990; BRÉDER et al., 2006). A permanência na posição sentada, exposição a vibração por longos períodos, o contato direto com o público, e a execução de movimentos

repetitivos foram apontados como principais causas do surgimento de dores lombares nos profissionais.

A estrutura a seguir (fig. 1.2) foi elaborada por Seidel (2005), a qual ilustra os efeitos da exposição de vibração de corpo inteiro relacionando-a com o estresse e tensão interna das estruturas da coluna vertebral. É possível verificar que fatores como velocidade de condução do veículo, estado de conservação e sistema de suspensão do assento, são variáveis que podem agregar para um efeito negativo à saúde do condutor.

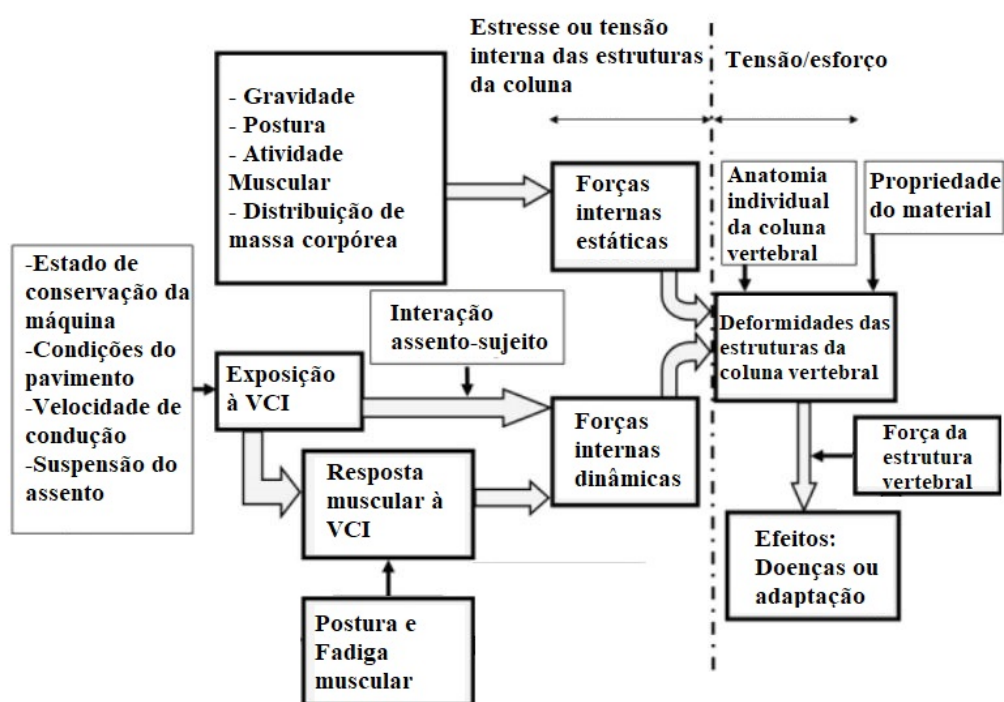


Figura 1.2 – Estrutura conceitual da relação entre exposição à VCI e saúde da coluna vertebral (Fonte: Adaptado de Seidel (2005))

## 1.2 Justificativa e Motivação

A principal justificativa para o desenvolvimento desse trabalho está fundamentada no aumento significativo do número de pedidos de insalubridades a empresa por parte dos motoristas de ônibus, nos quais é relatado uma maior exposição à vibração, se comparado com os limites estabelecidos pelas normas regulamentadoras.

A palavra latina “insalubre” significa tudo aquilo que origina doença, logo, insalubridade, por sua vez é a qualidade de insalubre. Segundo o artigo 189 da CLT (Consolidação das Leis do Trabalho).

“Art. 189 – Serão consideradas atividades ou operações insalubres aquelas que por sua natureza, condição ou método de trabalho, exponham os empregados a agentes nocivos à saúde, acima dos limites de tolerância fixados em razão da natureza e intensidade do agente e do tempo de exposição aos seus efeitos.”(BRASIL, 1943).

No Brasil, o Ministério do Trabalho e Emprego (MTE) regulamentou a caracterização de insalubridade através da Norma Regulamentadora 15 (NR-15), a qual trata de Atividades e Operações Insalubre, apenas como insalubres os agentes inseridos nesta norma.

O Anexo 8 da Norma NR-15, é referente a questões envolvendo a vibração, seja ela de mãos e braços, ou até mesmo vibração de corpo inteiro (VCI). Após passar por alterações, o Anexo passou a seguir normas instituídas pela Norma de Higiene Ocupacional 09 da FUNDACENTRO (NHO09), a qual estabelece um valor de aceleração resultante de exposição normalizada de  $1,1 \text{ m/s}^2$  (ZANOL, 2014).

Quando a condição de insalubridade é impraticável sua eliminação ou neutralização, cabe à autoridade regional competente em segurança e saúde do trabalhador, fixar adicional de insalubridade aos trabalhadores expostos, mediante comprovação de laudos técnicos realizados por engenheiros de segurança do trabalho ou médicos do trabalho. Segundo a NR-15, o aditivo ao salário do profissional é proporcional ao grau de insalubridade, podendo chegar a até 40% incidente sobre o salário mínimo vigente, em seu grau máximo.

A Tabela 1.1 a seguir, fornece os critérios de julgamentos e tomadas de decisão em função da *aceleração resultante de exposição normalizada (aren)* ou do *valor de dose de vibração resultante (VDVR)*, ambos encontrados na condição de exposição avaliada (FUNDACENTRO, 2013).

Tabela 1.1 – Critério de julgamento e tomada de decisão. Fonte: (FUNDACENTRO, 2013)

<i>aren</i> ( $\text{m/s}^2$ )	<i>VDVR</i> ( $\text{m/s}^{1,75}$ )	Consideração técnica	Atuação recomendada
0 a 0,5	0 a 9,1	aceitável	Manutenção da condição existente.
>0,5 a <0,9	>9,1 a <16,4	acima do nível de ação	No mínimo adoção de medidas preventivas.
0,9 a 1,1	16,4 a 21	região de incerteza	Adoção de medidas preventivas e corretivas.
acima de 1,1	acima de 21	acima do limite de exposição	Adoção imediata de medidas corretivas

Segundo dados do Tribunal Superior do Trabalho (TST), existem diversos casos de trabalhadores que alegam trabalhar sob condições insalubres. Na maioria dos processos abertos por motoristas de ônibus no Tribunal, estão relacionados com a exposição às vibrações mecânicas excessivas, entretanto, há demais casos que apontam condições insalubres envolvendo temperatura, exposição a agentes químicos, ruído, dentre outros.

Em âmbito nacional, o Tribunal Superior do Trabalho (TST) concedeu ao motorista da empresa Viação Cuiabá Ltda, o pagamento do adicional de insalubridade em grau médio, por conta da exposição à vibração em nível prejudicial à sua saúde. Segundo o relator, a condição insalubre estava devidamente caracterizada, uma vez que o trabalhador estava submetido a patamar de vibração que implica em riscos potenciais à sua saúde. O caso também ocorreu envolvendo a empresa Viação Sidon Ltda, de Belo Horizonte (MG), sendo condenada pelo a pagar adicional ao seu funcionário que esteve submetido a vibrações em um período de 16 anos (TST, 2017).

A reclamações por parte dos motoristas e cobradores são confirmadas através de inúmeras pesquisas no meio acadêmico que indicam a correlação da vibração com patologias nos profissionais do transporte coletivo. Como por exemplo, [Silva e Mendes \(2005\)](#) estudaram os efeitos negativos na audição de trabalhadores expostos à oscilações durante a jornada de trabalho. Dentre as patologias lombares, [Kelsey e Hardy \(1975\)](#) e [Tiemessen et al. \(2008\)](#) analisaram a relação da vibração e duração da exposição com o surgimento de hérnia de disco lombar em motoristas.

Essa monografia dá sequência a uma linha de pesquisa que está sendo desenvolvida pelo Laboratório de Acústica e Vibrações (LabNVH) da Universidade de Brasília, Campus Gama, voltada para a avaliação da vibração no corpo humano e suas possíveis adversidades devido a exposição.

[Moore \(2017\)](#) deu início aos estudos desenvolvendo uma bancada experimental de vibrações em assentos automotivos (fig. 1.3). A bancada teve o propósito em realizar um estudo em assentos de ônibus do tipo urbano e rodoviário, sendo instrumentada seguindo critérios baseados na Norma de Higiene Ocupacional 09 (NHO09), da FUNDACENTRO.

Em termos construtivos, a bancada proposta por [Moore \(2017\)](#) é constituída por elementos simples, como: *shaker* eletrodinâmico, os bancos (rodoviário e urbano), plataforma, molas, e demais elementos estruturais como tubos, buchas, e perfis de aço.

Tal bancada foi construída visando a flexibilidade de adaptação de diferentes tipos de bancos para futuros estudos, resistência o suficiente para suportar cargas dinâmicas geradas nos experimentos, tamanho que simule a condição real de espaço do posto de trabalho de um motorista e por fim, flexível para permitir vibrações no eixo vertical através do excitador eletrodinâmico, denominado *shaker* ([MOORE, 2017](#)).



Figura 1.3 – Bancadas de testes para assentos (a) urbano e (b) rodoviário (Fonte: Moore (2017))

## 1.3 Objetivos

Os próximos dois itens irão apresentar o objetivos geral do trabalho, bem como os objetivos específicos que serão abordados por essa monografia.

### 1.3.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo principal o projeto e a implementação de um absorvedor dinâmico de vibrações em um assento de ônibus rodoviário, o qual será ensaiado em uma bancada experimental de vibrações. Tal absorvedor será responsável por minimizar as vibrações em frequências específicas que são transmitidas até o condutor, visando assim o conforto e prevenindo o ocupante de doenças relacionadas com a exposição às oscilações.

### 1.3.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos do trabalho estão apresentados nos tópicos a seguir:

- Realizar um amplo estudo bibliográfico sobre patologias em motoristas de ônibus, que estão relacionadas com a exposição à VCI;
- Elaborar uma metodologia para o projeto de um absorvedor dinâmico de vibração acoplado a uma bancada experimental;
- Realizar uma modelagem numérica através de softwares voltados ao cálculo numérico e simulações em elementos finitos a fim de obter as características do absorvedor;
- Construção do absorvedor dinâmico de vibrações;

- Realização de testes experimentais para obter a relação entre aceleração e frequência da bancada acoplada com o absorvedor;
- Analisar os resultados a fim de validar os resultados obtidos nas simulações numéricas.

## 1.4 Metodologia

Para atingir os objetivos deste trabalho, será proposta uma metodologia baseada no fluxograma de atividades apresentado na figura 1.4. A partir da definição do tema, foi realizado um amplo estudo bibliográfico com o objetivo de investigar as patologias incidentes em motoristas de ônibus devido a exposição à vibração durante a jornada de trabalho. Logo após, foi feita uma avaliação sobre os tipos de absorvedores dinâmicos de vibração utilizados no campo de pesquisa.

Baseado nas referências bibliográficas que identificam condições adversas à saúde dos profissionais do transporte, realizou-se um levantamento para obter as principais queixas e em quais frequências de excitação elas estão associadas.

De posse com as frequências de vibrações prejudiciais ao condutor, pode-se levantar os parâmetros preliminares (massa e rigidez) através de cálculos analíticos para a concepção do ADV, bem como iniciar o dimensionamento dos elementos estruturais a partir de uma pesquisa de disponibilidade no mercado.

A partir da modelagem em CAD dos elementos estruturais dimensionados, tais como blocos de massa, mola, chapa, tubos e haste foi possível realizar um estudo para identificar a viabilidade de construção do ADV e quais os processos de fabricação seriam necessários.

Após realizada a fabricação de todos os elementos construtivos do ADV, iniciou-se o procedimento experimental. Primeiramente foi realizado testes experimentais para localização do melhor ponto para posicionamento do absorvedor no assento. Em seguida, pode-se realizar os ensaios para coleta dos dados referentes a medição da vibração de corpo inteiro com o ADV instalado.

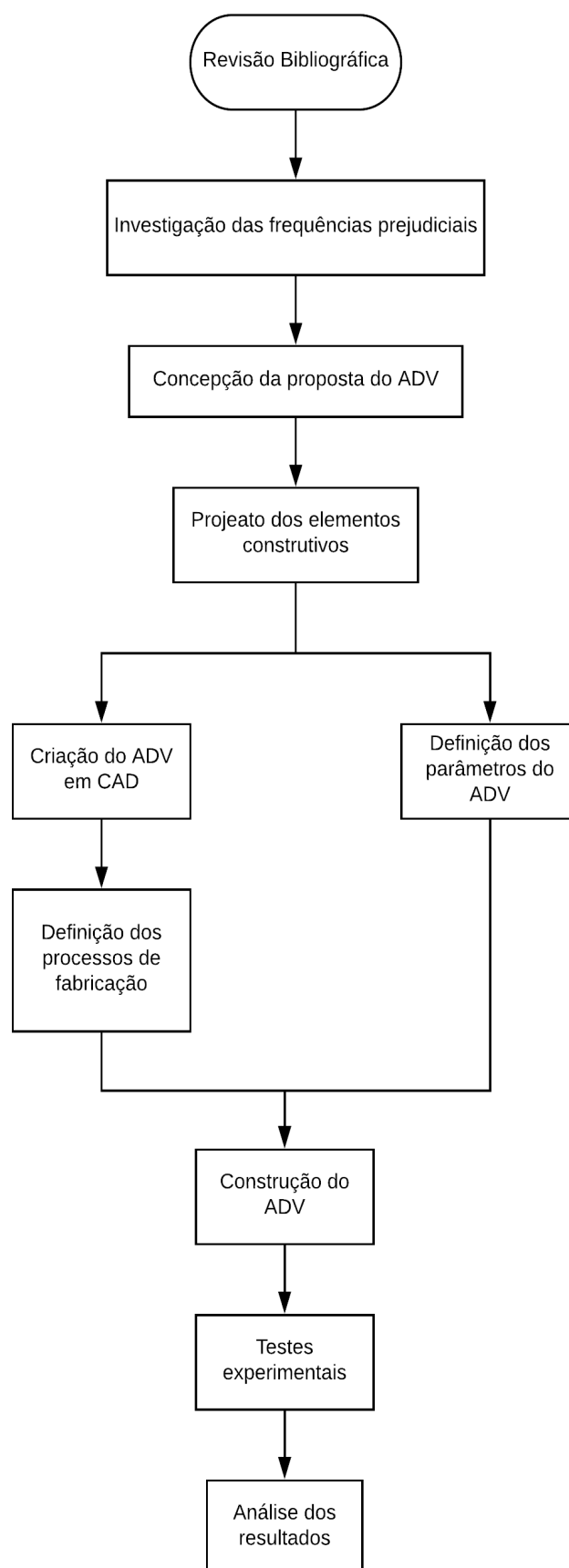


Figura 1.4 – Fluxograma das atividades do Trabalho de Conclusão de Curso



## 1.5 Organização do trabalho

Este trabalho foi organizado de maneira que facilite a leitura, sendo assim, foi dividido em 6 capítulos, resumidos a seguir:

- Capítulo 1: Este capítulo apresenta uma breve contextualização sobre vibrações no cotidiano de motoristas de ônibus, apresentando-se trabalhos anteriores, efeitos da vibração no corpo humano com relação à saúde e conforto, bem como a discussão sobre as condições de trabalhos insalubres destes profissionais, abordando brevemente as normativas em vigor sobre esse tipo de vibração. Destaca-se também a justificativa, os objetivos gerais e específicos, e a metodologia abordada pela dissertação;
- Capítulo 2: Apresenta um estudo bibliográfico sobre os principais trabalhos que tratam da vibração ocupacional de corpo inteiro em veículos automotores, os principais trabalhos que trazem uma abordagem sobre vibração em assentos automotivos, além de realizar uma introdução sobre absorvedores dinâmicos de vibração (ADV) aplicados a mecanismos;
- Capítulo 3: O foco deste capítulo é situar o leitor, o qual traz toda a teoria sobre ADV, como por exemplo, utilização, benefícios, tipos existentes de ADV, sintonização em mecanismo;
- Capítulo 4: Apresenta toda a etapa de projeto e construção do ADV, começando pelo levantamento dos requisitos, passando pelas equações utilizadas, modelagem em CAD, até a fabricação dos elementos construtivos do ADV;
- Capítulo 5: Aqui será detalhado todo o procedimento experimental realizado, como definição dos materiais, testes, apresentação e análise das medições realizadas;
- Capítulo 6: Este capítulo fecha a dissertação, apresentando uma breve conclusão sobre os objetivos instaurados pelo trabalho e os resultados obtidos;
- Referências bibliográficas consultadas;
- Anexos: Desenhos técnicos do ADV.

## 2 Revisão Bibliográfica

O texto a seguir, foi dividido em dois tópicos e, tem o intuito mostrar ao leitor o estado da arte dentro do assunto da dissertação.

Primeiramente são apresentados os principais trabalhos sobre vibração ocupacional de corpo inteiro em veículos automotores, expondo as diferentes metodologias empregadas pelos autores que visam identificar os níveis de vibrações em que os motoristas estão submetidos durante a jornada de trabalho.

Visto que na maioria dos estudos os níveis de vibração excedem os limites estabelecidos pelas normas, são expostos trabalhos que empregam diferentes tipos de absorvedores de vibração como solução para atenuar as vibrações que são transmitidas para o operador. O objetivo desse tópico é identificar os principais parâmetros e características de absorvedores a serem aplicados neste trabalho.

### 2.1 Vibração Ocupacional de Corpo Inteiro

As vibrações no corpo humano estão se tornando cada vez mais foco de estudo de pesquisadores uma vez que seus efeitos têm se tornado um papel fundamental em diversas áreas da engenharia, desde o surgimento de máquinas móveis, como tratores, veículos, ônibus, trens e aviões, no início do século XX. Com a difusão e utilização dessas máquinas nas tarefas diárias das pessoas, o número de profissionais expostos aos efeitos da vibração de corpo inteiro (VCI) cresceu substancialmente (STAYNER, 2000).

Baseado no aumento de exposição juntamente com a evidência de que essas oscilações podem levar a danos de saúde, acarretou na publicação de diversos trabalhos (Pope et al. (1990), Chen et al. (2003), Tiemessen et al. (2008), Sebastião e Marziale (2008), Ayari et al. (2009), Sekulic et al. (2012), Bovenzi (2012), Assunção e Pimenta (2015)), voltados ao estudo da saúde ocupacional das pessoas submetidas a doses diárias de elevados níveis de vibrações. Alguns dos principais trabalhos desenvolvidos que avaliam essa exposição são apresentados a seguir em ordem cronológica.

Nesse contexto, Blood et al. (2009) compararam três tipos de assentos de ônibus urbanos com o intuito de estudar a relação dos parâmetros de projeto do assento com o nível de absorção de vibração transmitida ao condutor. Para isso, 12 motoristas percorreram diferentes rotas em pavimentos com rugosidade de pista distintas. Para a mensurar essas vibrações, utilizou-se acelerômetros tri-axiais nos assentos e acelerômetros no assoalho dos veículos. Com o estudo, observou-se que características dos bancos como tipo de espumas (espuma padrão e silicone), rigidez da suspensão (pressão do ar do sistema pneumático),

influenciaram significativamente nos níveis de exposição à vibrações dos motoristas.

Lewis e Johnson (2012) realizaram um estudo a fim de determinar os níveis de vibração que são transmitidas aos motoristas de ônibus, utilizando para isso as normas regulamentadoras ISO 2631-1 (1997) e ISO 2631-5 (2004). Realizou-se também experimentos em diferentes tipos de pavimentos, visando comparar a transmissibilidade da vibração entre assento e o condutor.

Os dados foram coletados a partir de 13 motoristas ao longo de um percurso de 52 km de extensão, sendo percorrido em três tipos diferentes de estradas, incluindo autoestradas, ruas de cidade e trechos com lombadas para redução de velocidade. Além disso, para comparação, um grupo de 5 motoristas dirigiram veículos leves pela mesma rota. Os acelerômetros foram instalados no assento e assoalho dos veículos avaliados.

Na Figura 2.1, apresenta-se os valores de aceleração ( $A_w$ ) e da dose diária de vibração (VDV), ambos mensurados no eixo vertical “z”, referente a uma jornada de 8 horas de exposição à vibração. O eixo vertical “y” representa os níveis estipulados pela ISO, e no eixo horizontal “x” é representado os tipos de percursos: F = autoestrada; C = cidade; H = trecho de lombadas. A linha tracejada corresponde ao limite estabelecido pela Norma ISO 2631-1 (1997).

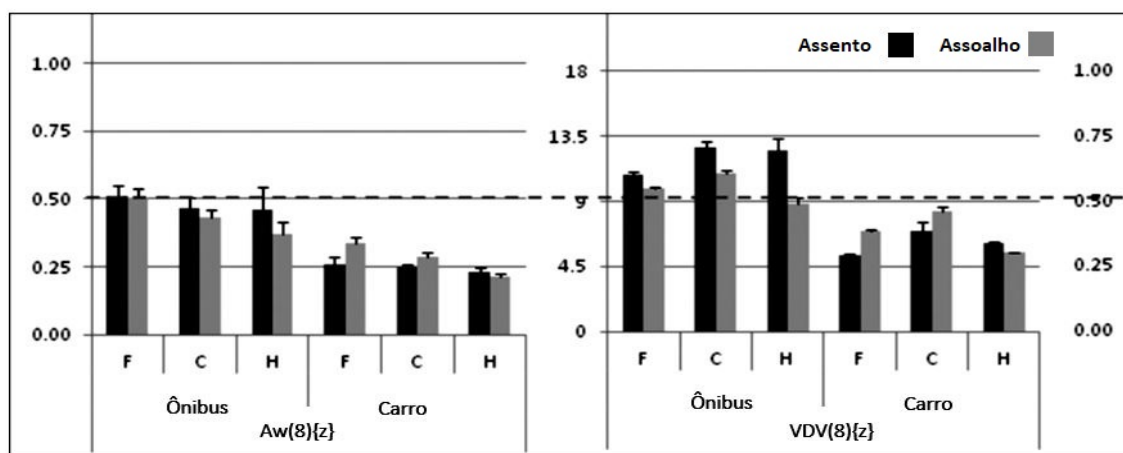


Figura 2.1 – Resultados das medições dos níveis de vibração em ônibus e em carros, percorrendo 3 tipos distintos de estradas. Fonte: Adaptado de Lewis e Johnson (2012).

Os resultados obtidos pelos autores, evidenciam que motoristas de ônibus estão potencialmente mais expostos a níveis de vibração diários superiores aos recomendados pelas normas, especialmente em determinados tipos de estradas. O banco presente nos veículos não foi responsável por atenuar a vibração transmitida até o condutor.

Em Lopes (2012) foi avaliada a condição de exposição a vibração de corpo inteiro em motoristas de máquinas colhedoras de cana-de-açúcar durante o corte mecanizado na usina de açúcar e álcool, utilizando como base de referência a ISO 2631-1 (1997).

Dessa maneira o experimento foi realizado utilizando três modelos de colhedoras: CASE Austoft a7700, ano 2000; CASE A7700, ano 2005; CASE A8800 ano 2009. A instrumentação do experimento foi baseada na utilização do analisador de sinais HVM-100 e do acelerômetro *SeatPad* fixado no assento do veículo. Na Tabela 2.1 são apresentados os resultados obtidos durante o estudo nas colhedoras de cana em condições reais, segundo Lopes (2012).

Tabela 2.1 – Resultados obtidos através das medições em colhedoras de cana-de-açúcar. Fonte: Lopes (2012)

SETOR	MÁQUINA	Magnitude Vibração Equivalente Encontrada Soma Vetor ( $m/s^2$ )	Limite máximo ISO 2631-1/1997 ( $m/s^2$ )
Fazenda modelo	Austoft A-7700 Ano 2000	1,903	0,97
	A-7700 Ano 2005	0,573	0,99
	A-8800 Ano 2009	1,517	1,06

Lopes (2012) destaca que quanto menor o tempo da exposição real no interior da colhedora em operação maior será o limite máximo da aceleração de vibração estabelecido, isso explica o fato das colhedoras apresentarem valores de limites máximos distintos. De acordo com os resultados obtidos, o autor conclui que o tipo de terreno, ondulações do pavimento, esteira metálica da colhedora, amortecedores do tipo coxinho, operador solto sobre o assento do veículo sem sintoma de segurança e o tempo de exposição no interior da máquina, são variáveis que contribuíram para ultrapassar os limites estabelecidos pela norma.

Seguindo a linha de pesquisa em máquinas agrícolas, Almeida et al. (2015), tiveram como objetivo quantificar os níveis de vibração a que estão expostos os operadores de três tipos de máquinas de colheita de madeira durante a jornada de trabalho. A instrumentação dos veículos foi composta por medidor integrador triaxial *Larson Davis*, modelo HVM 100, e posteriormente avaliou-se os dados coletados de acordo com as recomendações das normas ISO 2631-1 (1997) e Diretiva 2002/44, da Comunidade Europeia. Percebeu-se que mesmo com toda tecnologia embarcada nas máquinas visando o conforto do operador, os níveis de exposição ocupacional ainda ocupa patamares que requerem ações mais eficazes.

Nunes e Silva (2015) por sua vez, desenvolveram um estudo em motoristas de ônibus rodoviários intermunicipais, no qual o objetivo do trabalho foi estimar e analisar a exposição de um grupo de motoristas que dirigem em diferentes rodovias intermunicipais

localizadas na região central do Brasil. Os autores utilizaram dados antropométricos dos profissionais para obter uma correlação com o nível de vibração obtido após os testes em diferentes pavimentos. A Figura 2.2 ilustra o ônibus utilizado para o experimento e o tipo de assento presente no ônibus.



Figura 2.2 – (a) Modelo do ônibus utilizado no experimento. (b) Tipo de assento do veículo (Fonte: Nunes e Silva (2015)).

Para coletar os dados, os autores utilizaram acelerômetro na base do assento, do tipo *SeatPad* e um coletor de sinais, marca *Larson Davis*, modelo HVM-100. A análise dos resultados revelou que em alguns trechos, os motoristas estavam submetidos à níveis acima do permitido pelas normas regulamentadoras.

A ISO 2631-1 (1997) também foi empregada como norma de referência para avaliação de um estudo em ônibus do transporte coletivo em Figueiredo et al. (2016). O escopo do trabalho foi avaliar a condição de exposição a vibração de corpo inteiro em motoristas, cobradores e passageiros ocupando duas posições distintas.

Os autores utilizaram um veículo da marca Mercedes-Benz, com carroceria Apache, e uma amostra composta por um motorista do sexo masculino, com 29 anos, 72 kg, 1,74 m; um cobrador do sexo masculino, 28 anos, 88 kg, 1,70 m e um passageiro do sexo feminino, 41 anos, 59 kg, 1,64 m. Para realizar uma comparação, foram realizadas duas medições com o passageiro ocupando a primeiro assento e em seguida, o último assento. Na Tabela 2.2 é mostrado a distribuição dos valores médios das magnitudes de exposição à VCI, de acordo com os dois métodos de avaliação, para motorista, cobrador e passageiro.

Figueiredo et al. (2016) observaram que para a ocupação de cobrador e motorista do ônibus a vibração excedeu os limites estipulados segundo a ISO 2631-1 (1997). Em relação ao passageiro, a posição frontal foi classificada como “pouco desconfortável”, enquanto na posição central, o passageiro poderá se sentir desconfortável durante o percurso.

Tabela 2.2 – Medições dos valores médios de acelerações obtidas durante o trajeto. Fonte: [Figueiredo et al. \(2016\)](#).

Magnitudes de VCI	Condutor		Passageiro	
	Cobrador	Motorista	Assento frontal	Assento central
Aeq (x) - $m/s^2$	0,34	0,33	0,32	0,33
Aeq (y) - $m/s^2$	0,45	0,32	0,35	0,29
Aeq (z) - $m/s^2$	0,74	0,64	0,56	0,83
VDV <sub>x</sub> - $m/s^{1,75}$	2,37	2,74	3,65	2,97
VDV <sub>y</sub> - $m/s^{1,75}$	4	2,58	4,12	2,47
VDV <sub>z</sub> - $m/s^{1,75}$	6,30	7,26	5,06	7,21

Pesquisas deste tipo justificam o fato da necessidade de estudos relacionados com a vibração ocupacional de corpo inteiro, principalmente em profissionais que estão expostos à vibrações durante a jornada de trabalho, implicando em efeitos adversos à saúde.

## 2.2 Absorvedores Dinâmicos de Vibrações

Absorvedores dinâmicos de vibração (ADV's) são sistemas constituídos por massa, rigidez e amortecimento, comumente chamamos de estrutura secundária, os quais são acoplados em um sistema mecânico (estrutura primária) a fim de reduzir os níveis de vibração, onde sua característica principal consiste em apresentar a mesma frequência natural da estrutura ressonante ([HARTOG, 1972](#)).

A partir da sua criação e patenteação, por [Frahm \(1911\)](#), os absorvedores vêm sendo amplamente utilizados em máquinas, equipamentos, estruturas civis (prédios, pontes, passarelas) e sistemas eletromecânicos, nesse sentido, alguns dos principais trabalhos que adotam esse sistema são citados a seguir.

Em [Anand et al. \(2007\)](#), realizou-se um estudo para avaliar a implementação de um ADV em um veículo de passeio com a finalidade de reduzir a transmissibilidade da vibração proveniente do solo e dos componentes do veículo que chegam até o condutor.

Para isso, através de uma modelagem matemática do veículo simplificado e do ADV e, do desenvolvimento de uma metodologia para obter os melhores parâmetros do absorvedor, os autores acoplaram a massa sintonizada aos modelos de massas discretas que representam um quarto de veículo e também no modelo de metade de veículo, os quais podem ser observados na Fig. 2.3.

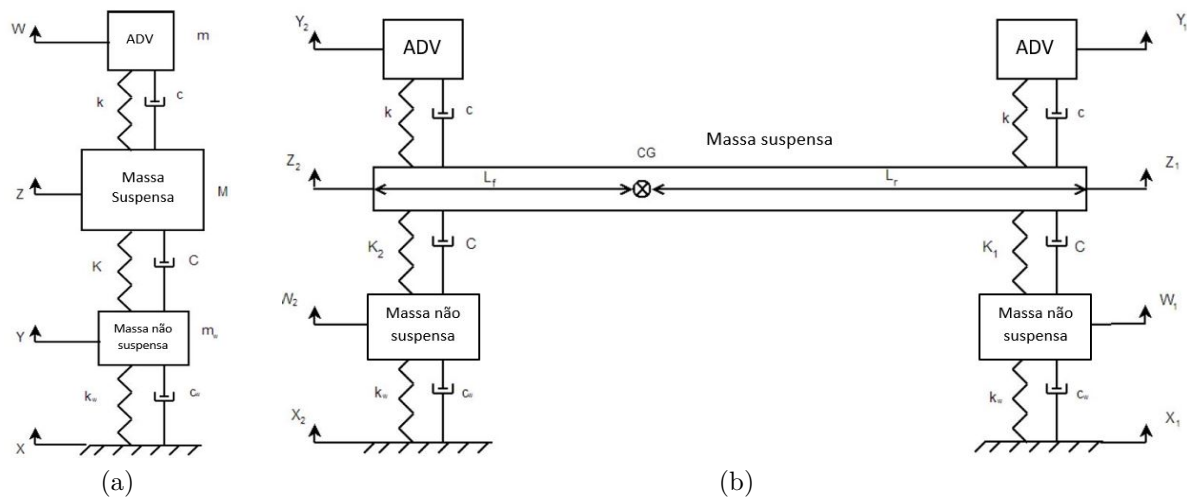


Figura 2.3 – ADV acoplado ao modelo de veículo em massas discretas de a) 1/4 de veículo e b) 1/2 de veículo (Adaptado de Anand et al. (2007)).

De acordo com os resultados obtidos e ilustrados nos gráficos de transmissibilidade (Fig. 2.4), Anand et al. (2007) afirmam que a combinação da suspensão do veículo com a massa sintonizada (ADV) teve efeito significativo em relação a transmissibilidade de vibração, uma vez que no modelo de um quarto de veículo, obteve-se uma redução de 12,94% na vibração que chega até o condutor, enquanto o modelo de metade de veículo atingiu 12,415% de redução.

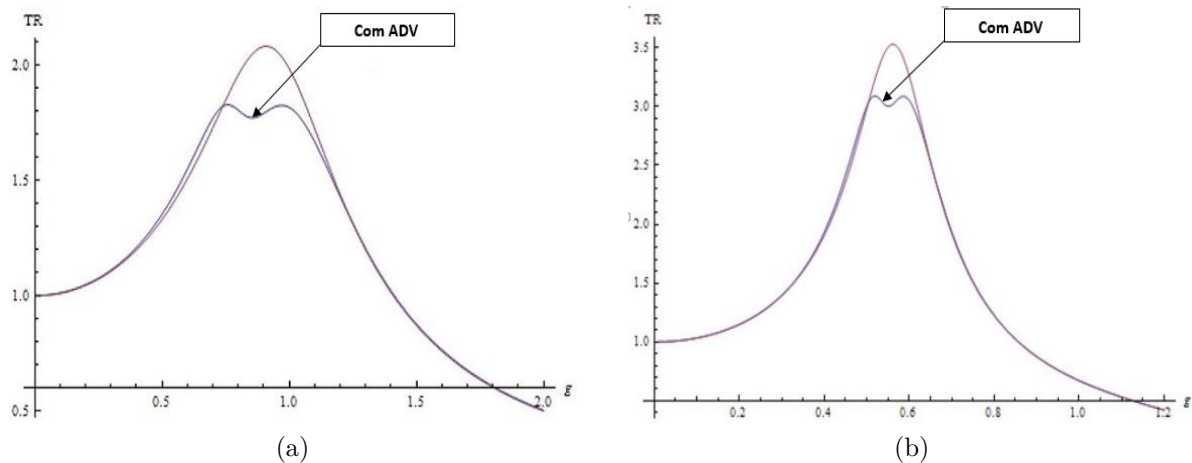


Figura 2.4 – Comparação entre a transmissibilidade com e sem ADV nos modelos de a) 1/4 de veículo e b) 1/2 de veículo (Adaptado de Anand et al. (2007))

Também em posse de modelos simplificados de veículo criados a partir de massas discretas (um quarto de veículo), Aydan et al. (2010) investigaram o uso de absorvedores dinâmicos amortecidos para redução de vibrações em veículos em torno das frequências naturais. No estudo utilizou-se dois tipos de ADV, linear e rotacional, ambos com amortecimento viscoso. Após um processo de otimização dos parâmetros dos absorvedores, o ADV linear apresentou maior facilidade de implementação, entretanto, o ADV rotacional

apresentou melhores níveis de absorção de vibração, uma vez que os efeitos da inércia são maiores quando comparado ao modelo linear. A configuração do ADV rotacional proposto e o gráfico de aceleração do domínio da frequência podem ser vistos na Fig. 2.5.

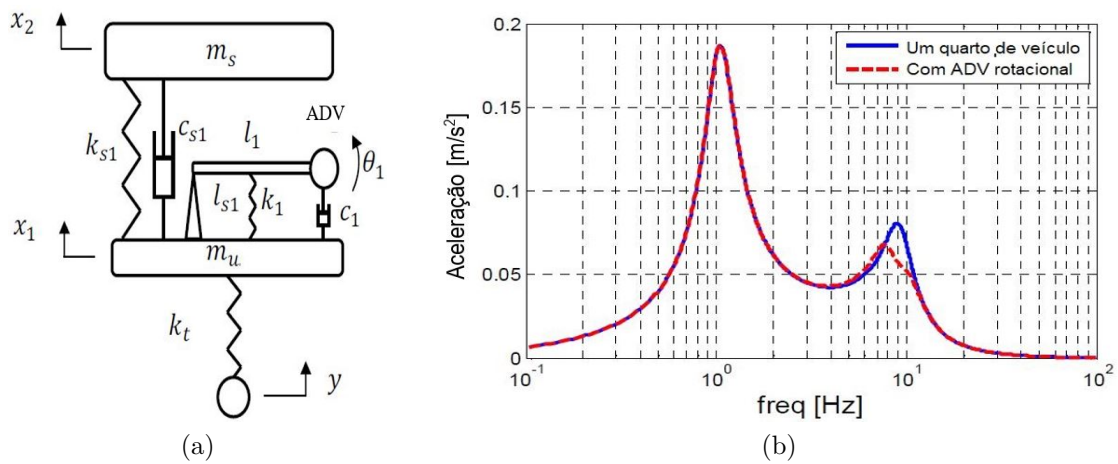


Figura 2.5 – (a) Modelo de 1/4 de veículo acoplado com ADV rotacional. (b) Comparação da aceleração no domínio da frequência antes e após o acoplamento do ADV. Fonte: Aydan et al. (2010).

Seguindo a linha de pesquisa que visa atenuar vibrações na área automobilística, Ferreira e Faria (2010) por sua vez, realizaram um estudo para determinar a resposta vibratória da carroceria de um veículo automotor através da aplicação do método de elementos finitos. Deste modo, foi utilizado um veículo modelo com componentes mecânicos modelados de acordo com referências de veículos comercializados no Brasil, para avaliar o comportamento da carroceria do veículo, estimando assim a resposta vibratória na região do assento do passageiro proveniente de uma excitação na região do acoplamento motor-carroceria.

Para isso, modelou-se o veículo com elemento finito linear bidimensional e restringiu-se os deslocamentos para então aplicar uma força unitária (1N) na região de acoplamento motor-carroceria a fim de determinar a frequência no habitáculo do motorista.

Através da resposta em frequência do modelo, foi possível observar um pico de aceleração de  $1,07 \text{ m/s}^2$ , ultrapassando o valor limite de aceleração estabelecido pela Norma ISO 2631-1 (1997). Sendo assim, foi projetado um ADV sintonizado na mesma frequência que ocorre o ponto de desconforto, o qual é mostrado na Fig. 2.6.



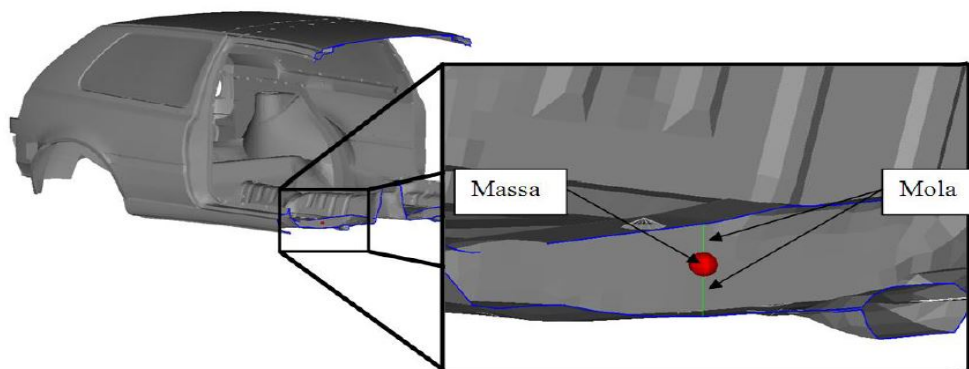


Figura 2.6 – Representação do ADV constituído por massa-mola proposto por Ferreira e Faria (2010).

Analisando a Fig. 2.7 é possível perceber que após a inserção do ADV na base de fixação do banco, Ferreira e Faria (2010) obtiveram uma mudança na aceleração a 32,4 Hz de  $1,07 \text{ m/s}^2$  para  $0,072 \text{ m/s}^2$ , o qual foi considerada uma diminuição considerável, uma vez que o pico de aceleração reduziu para um valor bem abaixo do limite estipulado pela Norma.

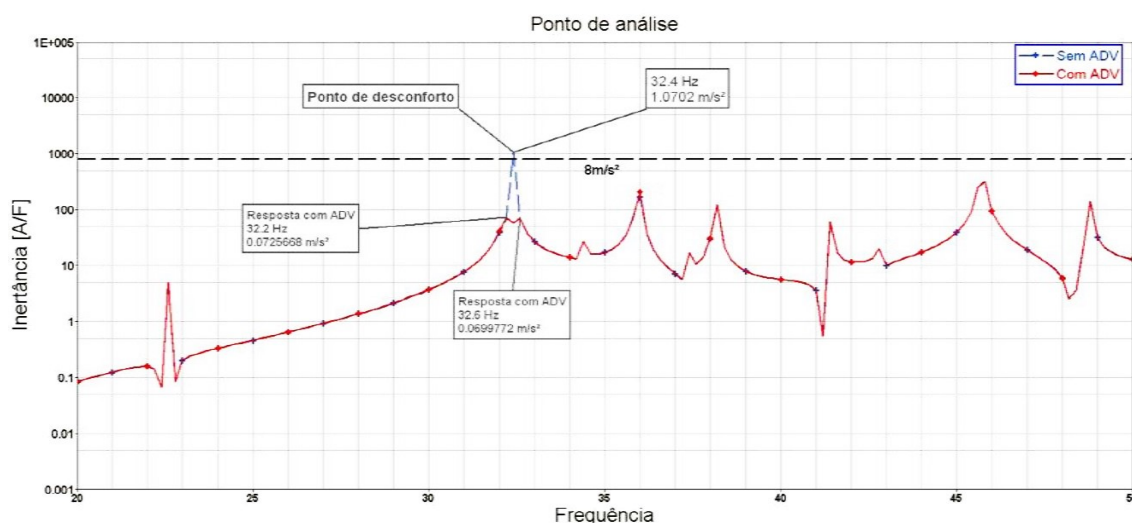


Figura 2.7 – Resposta em frequência do modelo de veículo acoplado com o ADV.

Com o objetivo em investigar e reduzir o ruído presente em um veículo de passeio, os autores Xu et al. (2012) desenvolveram experimentalmente um absorvedor dinâmico de vibração para atenuar vibrações responsáveis pela emissão de ruídos. Para isso, realizou-se testes em uma câmara semi-anecoica utilizando dois microfones, localizados no compartimento do motor e no banco do motorista, respectivamente. As medições do som foram feitas com o veículo em terceira marcha e o motor girando de 1000 a 3000 rpm (rotações por minuto).

Utilizando o *software* de processamento de sinais denominado *Artemis System*, os autores constaram frequências anormais em torno de 500 Hz. O próximo passo foi

identificar a localização exata da fonte de ruído, e para isso foi utilizado um acelerômetro no suporte do motor. Os sinais coletados apresentaram relação entre o pico de ruído ouvido pelo motorista e o ponto de maior vibração no motor, ambos em torno de 5000 rpm do motor.

Para atenuar essa vibração proveniente do suporte do motor, os [Xu et al. \(2012\)](#), desenvolveram um ADV com frequência de ressonância de 500 Hz e aplicado diretamente no suporte do motor, como é mostrado na Fig. 2.8.

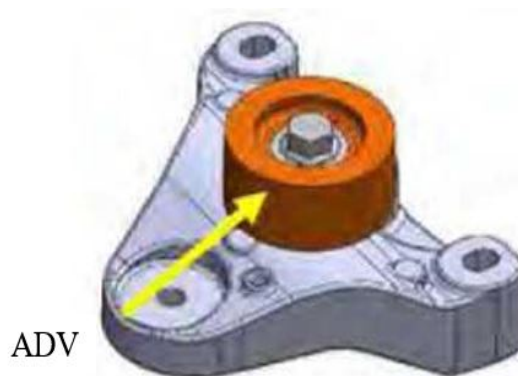


Figura 2.8 – Absorvedor dinâmico aplicado ao suporte do motor para reduzir ruídos. ([XU et al., 2012](#))

O resultado do trabalho pode ser visto na Fig. 2.9, onde é possível notar uma significativa diminuição da vibração na faixa de 5000 rpm e, conseqüentemente, uma atenuação de 5 dB no ruído percebido pelo motorista.

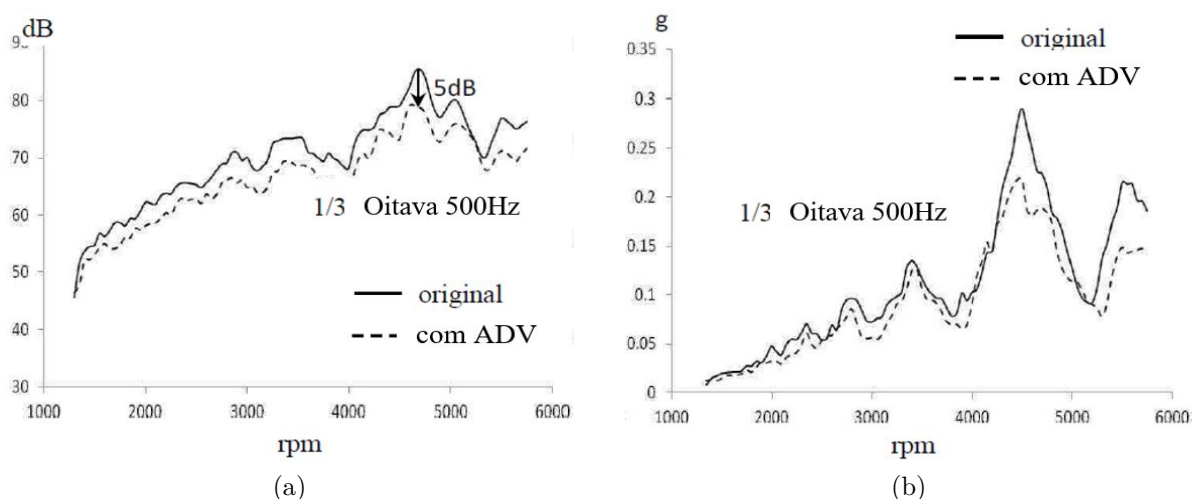


Figura 2.9 – (a) Nível de ruído no ouvido do motorista. (b) Nível de vibração no suporte do motor (Fonte: Adaptado de [Xu et al. \(2012\)](#)).

A partir da apresentação dos trabalhos que envolvem o estudo da vibração ocupacional em profissionais da área de transporte, nota-se a importância de estudos voltados

à atenuação da vibração nos locais de trabalho, uma vez que essas oscilações podem acarretar em danos a saúde, como discutido no Capítulo 1.

Através da revisão bibliográfica de trabalhos relacionados com absorvedores dinâmicos de vibração, pode-se notar que não existem estudos que aplicam ADV em bancos de veículos automotores, contribuindo assim para a relevância deste trabalho.

### 3 Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV)

Absorvedores de vibração (ADV's) são sistemas dinâmicos constituídos por parâmetros de inércia, rigidez e possivelmente amortecimento, onde uma vez acoplados a uma dada estrutura mecânica, dita estrutura primária, a qual se encontra sob influência de forças harmônicas externas, são capazes de absorver a energia de vibração promovendo uma redução dos níveis de vibrações do sistema primário (KORENEV; REZNIKOV, 1993). Os modelos apresentados por este trabalho estão incluídos na classe de absorvedores passivos de vibração, que para Silva (1999) são definidos como dispositivos que não necessitam de força externa para seu funcionamento.

Historicamente, desde sua invenção por Frahm (1911), os ADV's têm sido muito utilizados na atenuação de vibração, devido a necessidade de controlar os níveis de vibração existente em máquinas, equipamentos, linhas de transmissão de energia, construções civis, de modo a assegurar condições satisfatórias de operação, segurança e conforto.

O princípio de funcionamento dos ADV's se baseia na escolha de uma frequência natural do sistema absorvedor de modo que, a amplitude de vibração da resposta do sistema primário, seja reduzida para uma determinada frequência de excitação harmônica. Segundo Inman (1994), o principal efeito em adicionar um segundo sistema massa-mola é mudar o sistema de um único grau de liberdade (1 GDL) para um sistema de dois graus de liberdade (2 GDL).

As Figuras 3.1 e 3.2 ilustram algumas aplicações de ADV aplicados em aviões, construção civil, e em linhas de transmissão de energia.

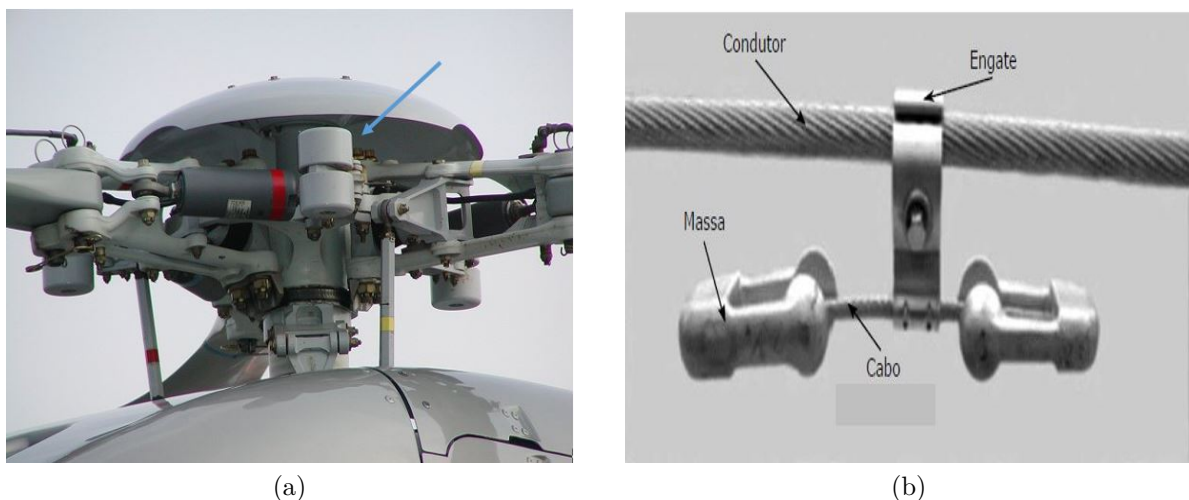


Figura 3.1 – Aplicação de ADV em (a) rotor de helicóptero e (b) cabos de linhas de transmissão de energia (Fonte: Guedes et al. (2005)).



Figura 3.2 – Aplicação de ADV em ponte (GERB, 2001).

### 3.1 ADV não amortecidos

Dentro da classe mais simples de absorvedores de vibração, são encontrados os ADV's não amortecidos, os quais quando sintonizados em determinada frequência, são capazes de retirar grande quantidade de energia do sistema primário. Essa sintonização é realizada de forma que a frequência natural do ADV seja igual à frequência de ressonância do sistema primário.

Na Figura 3.3 é representado um sistema de 2 GDL, constituído de uma estrutura primária (parâmetros de inércia  $m_p$  e rigidez  $k_p$ ), o qual deseja-se atenuar a vibração acoplando uma estrutura absorvedora, dita secundária (parâmetros de inércia  $m_s$  e rigidez  $k_s$ ).

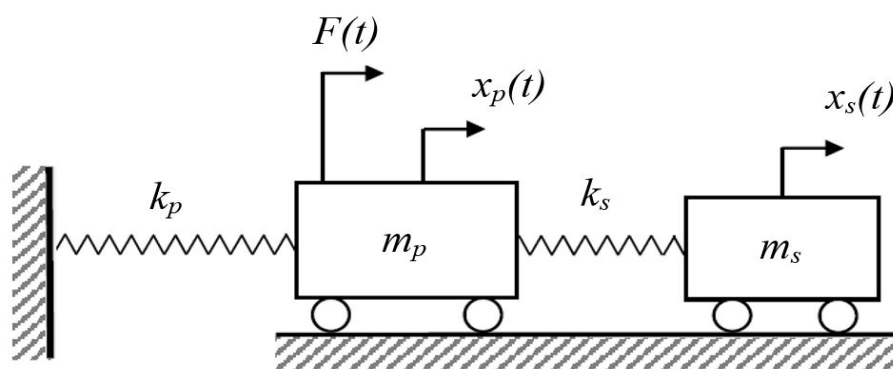


Figura 3.3 – Sistema oscilador 2 GDL: absorvedor dinâmico não amortecido acoplado a um sistema primário. (Fonte: Adaptado de Oliveira (2014)).

A estrutura primária está sujeita a ação de uma força harmônica com amplitude igual a  $F_0$  e frequência de excitação  $\omega$ , expressas pela equação (3.1):

$$F(t) = F_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (3.1)$$

Para que ocorra atenuação da vibração no sistema primário, é necessário que os parâmetros construtivos do ADV sejam  $\omega^2 = k_s/m_s$ . Define-se  $x_p(t)$  e  $x_s(t)$  como sendo o deslocamento da massa principal e da massa secundária em função do tempo, respectivamente. Segundo Rao (2004), para demonstrar matematicamente essa afirmação é fundamental encontrar as equações de movimento da massa  $m_p$  (massa principal) e  $m_s$  (massa secundária), temos:

$$m_p \ddot{x}_p(t) + (k_p + k_s)x_p(t) - k_s x_s = F_0 e^{i\omega t} \quad (3.2)$$

$$m_s \ddot{x}_s(t) + k_s(x_s(t) - x_p(t)) = 0$$

Adotando soluções harmônicas:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad \text{onde } j = p, s \quad (3.3)$$

Onde  $X_p$  e  $X_s$  representam a amplitude da massa da estrutura primária e estrutura secundária, respectivamente. Realizando a solução das equações diferenciais encontradas em (3) e substituindo em (2), obtém-se equações algébricas:

$$-m_p X_p \omega^2 e^{i\omega t} + (k_p + k_s) X_p e^{i\omega t} - k_s X_s e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t} \quad (3.4)$$

$$-m_s X_s \omega^2 e^{i\omega t} + k_s (X_s - X_p) e^{i\omega t} = 0$$

Dividindo a equação (3.4) pelo termo comum  $e^{i\omega t}$ , tem-se as expressões:

$$X_p(-m_p \omega^2 + k_p + k_s) - k_s X_s = F_0 \quad (3.5)$$

$$-k_s X_p + X_s(-m_s \omega^2 + k_s) = 0$$

Considerando a notação:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}}, \quad \rightarrow \quad \text{frequência natural do sistema primário, isolado;}$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}, \quad \rightarrow \quad \text{frequência natural do ADV, isolado.}$$

Agora, aplica-se as notações acima nas equações (3.5), obtém-se as expressões para as funções de resposta em frequência (FRFs):

$$\frac{X_p}{F_0 k_p^{-1}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_s}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_s}{k_p} - \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_s}\right)^2\right] - \frac{k_s}{k_p}} \quad (3.6)$$

$$\frac{X_s}{F_0 k_p^{-1}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_s}{k_p} - \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_s}\right)^2\right] - \frac{k_s}{k_p}} \quad (3.7)$$

Em (3.6) pode-se afirmar que a amplitude da massa primária é zero quando o numerador  $1 - \left(\frac{\omega}{\omega_s}\right)^2$  for zero, ou seja, quando a frequência da força harmônica é igual à frequência natural do ADV. Na segunda equação (3.7), realizando  $\omega = \omega_s$ , infere-se que:

$$X_s = -\frac{F_0}{k_s} \quad (3.8)$$

$$F_0 = -k_s X_s \quad (3.9)$$

Observa-se que essas relações são verdadeiras para qualquer valor da razão  $\frac{\omega}{\omega_s}$ . Entretanto, segundo Hartog (1972), a aplicação de um absorvedor só é fundamental quando a estrutura primária se encontra em ressonância ou próximo a ela. Deste modo, o ADV deve ser projetado de maneira a cumprir as seguintes relações:

$$\frac{k_s}{m_s} = \frac{k_p}{m_p}$$

$$\omega_s = \omega = \omega_p \quad (3.10)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}}$$

Introduzindo  $\mu = m_s/m_p$  e  $g = \omega/\omega_p$ , onde  $\mu$  é a razão de massas que define o tamanho do absorvedor comparado com o tamanho do sistema principal e  $g$  é razão de frequências forçadas. De posse dessa notação, substitui-se em (6) e (7), obtém-se as *FRFs* das estruturas primária e secundária com parâmetros adimensionais:

$$\frac{X_p}{F_0 k_p^{-1}} = \frac{1 - g^2}{(1 + \mu - g^2) - \mu} \quad (3.11)$$

$$\frac{X_s}{F_0 k_p^{-1}} = \frac{1}{(1 + \mu - g^2) - \mu}$$

Como o denominador das equações é quadrático em  $g^2$ , ou seja, possui dois valores de frequência de excitação  $\omega$  que zeram ambos denominadores e tornam as amplitudes  $X_p$  e  $X_s$  infinitas. Essas frequências são conhecidas como as novas frequências naturais do sistema acoplado com o ADV, podendo ser obtidas através da equação:

$$g^2 = 1 + \frac{\mu}{2} \pm \sqrt{\frac{\mu^2}{4} + \mu} \quad (3.12)$$

A Figura 3.4 ilustra as FRF's (*Frequency Response Function*) do sistema primário isolado e do sistema acoplado com o ADV sintonizado para a frequência natural do sistema primário. É notável que com o acoplamento do ADV há uma total absorção da amplitude de vibração do sistema primário, uma vez que o pico de ressonância é substituído por uma antirressonância. Entretanto, com o acoplamento do absorvedor, surgem dois novos picos de ressonância que correspondem às frequências naturais do novo sistema portando 2 GDL (CUNHA, 1999).

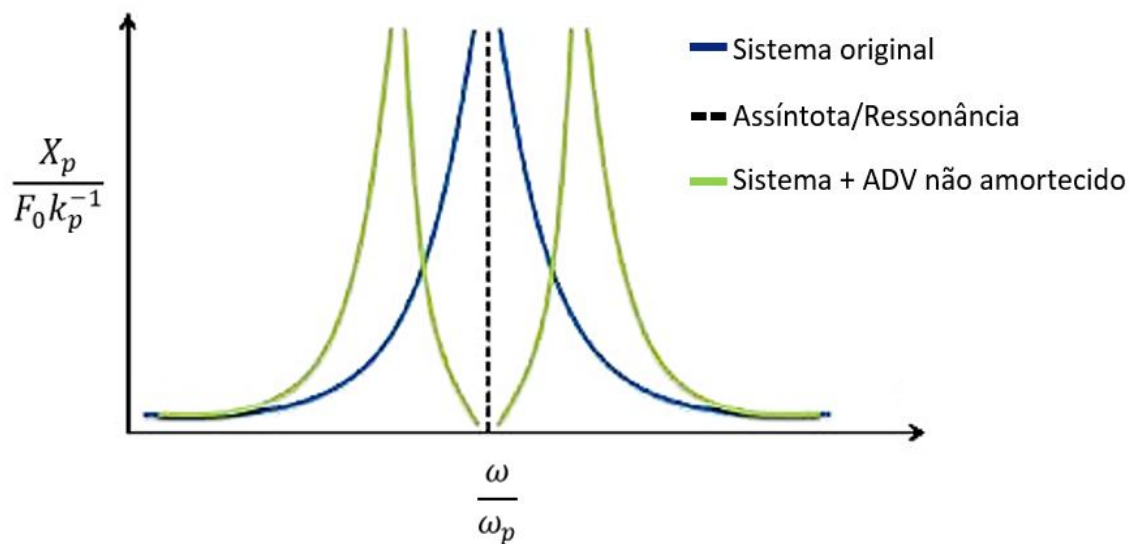


Figura 3.4 – Efeito de um ADV não amortecido sobre a resposta de um sistema. (Fonte: Adaptado de Claro e Rade (2015)).

## 3.2 ADV amortecidos

Como observado na figura anterior, o acoplamento de um ADV à uma estrutura ocasiona o surgimento de picos com magnitude que tende ao infinito, ditos picos de ressonância. Deste modo, a energia proveniente do sistema primário adquirida pelo absorvedor precisa ser dissipada gradualmente e, para isso, é conveniente a adição de um mecanismo de amortecimento no absorvedor, o qual exerce uma força igual e oposta à força de excitação do sistema primário, reduzindo assim a amplitude dos novos picos de magnitude (SILVA, 1999; INMAN, 1994).



ADV's amortecidos são empregados em diversas áreas, como mostrado na figura 3.5 onde é ilustrado ADV aplicado em tubulações industriais e caixas d'água.

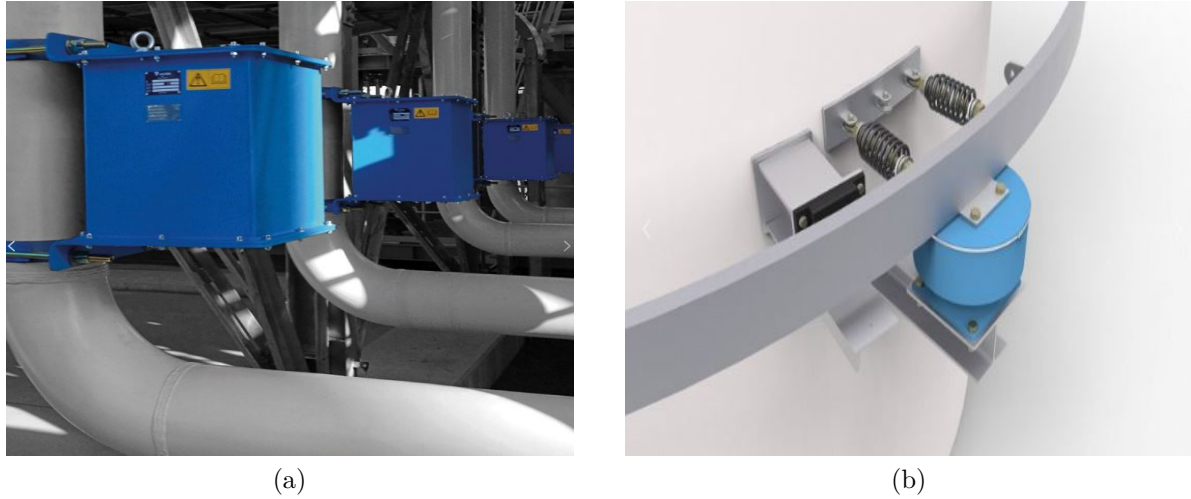


Figura 3.5 – Aplicação de ADV amortecido aplicado em (a) tubulações industriais e (b) caixas d'água (Fonte: VICODA, (2018)).

Na Figura 3.6 é apresentado um sistema de 1 GDL, dito sistema primário, excitado por uma força harmônica  $F(t)$  e acoplado a um ADV com amortecimento viscoso, também com 1 GDL.

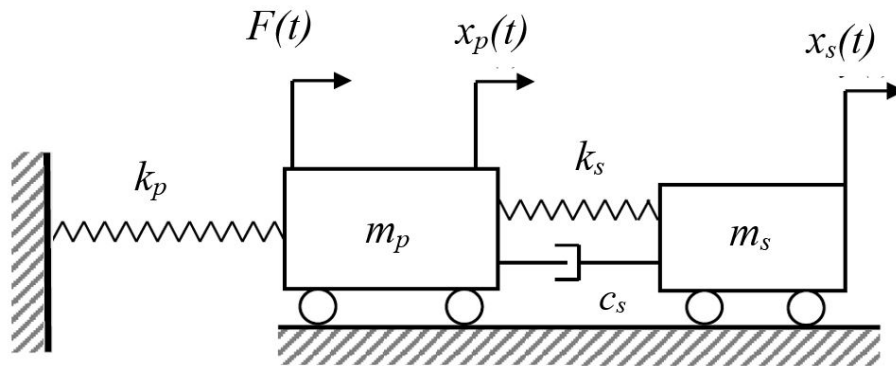


Figura 3.6 – Sistema oscilador 2 GDL: absorvedor dinâmico amortecido acoplado a um sistema primário. (Fonte: Adaptado de Oliveira (2014)).

As equações (3.13) e (3.14) descrevem movimento das massas  $m_p$  (massa principal) e  $m_s$  (massa secundária) no domínio do tempo:

$$m_p \ddot{x}_p(t) + c_s(\dot{x}_p(t) - \dot{x}_s(t)) + k_p x_p(t) + k_s(x_p(t) - x_s(t)) = F_0 e^{i\omega t} \quad (3.13)$$

$$m_s \ddot{x}_s(t) + c_s(\dot{x}_s(t) - \dot{x}_p(t)) + k_s(x_s(t) - x_p(t)) = 0 \quad (3.14)$$

Adotando soluções harmônicas:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad \text{onde } j = p, s \quad (3.15)$$

Derivando as equações mostradas em (3.15) e substituindo em (3.13) e (3.14):

$$-m_p \omega^2 X_p e^{i\omega t} + i\omega c_s (X_p - X_s) e^{i\omega t} + k_p X_p e^{i\omega t} + k_s (X_p - X_s) e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t} \quad (3.16)$$

$$-m_s \omega^2 X_s e^{i\omega t} + k_s (X_s - X_p) e^{i\omega t} + i\omega c_s (X_s - X_p) e^{i\omega t} = 0 \quad (3.17)$$

Simplificando o termo em comum  $e^{i\omega t}$  das equações, as equações podem ser resolvidas para  $X_p$  e  $X_s$ . Nesse sentido, isolamos o  $X_s$  na segunda equação (3.17) em função de  $X_p$ , e substituí na primeira equação (3.16), para encontrar o deslocamento da massa principal  $X_p$ :

$$X_p = F_0 \frac{(k_s - m_s \omega) + i\omega c}{[(-m_p \omega^2 + k_p)(-m_s \omega^2 + k_s) - m_s \omega^2 k_p] + [i\omega c(-m_p \omega^2 + k_p - m_s \omega^2)]} \quad (3.18)$$

Hartog (1972) reescreveu a equação (3.18) como a amplitude do movimento da massa principal  $m_p$ :

$$\frac{X_p^2}{F_0^2} = \frac{(k_s - m_s \omega)^2 + \omega^2 c_s^2}{[(-m_p \omega^2 + k_p)(-m_s \omega^2 + k_p) - m_s \omega^2 k_p]^2 + \omega^2 c_s^2 (-m_p \omega^2 + k_p - m_s \omega^2)^2} \quad (3.19)$$

Com o intuito de simplificar as variáveis da equação de função de  $X_p$ , são introduzidas variáveis as quais possuem relações entre os parâmetros, sendo:

$\mu = m_s/m_p$	$\rightarrow$	razão de massa	$\rightarrow$	massa do ADV/massa principal
$\omega_s^2 = k_s/m_s$	$\rightarrow$	frequência natural do absorvedor		
$\omega_p^2 = k_p/m_p$	$\rightarrow$	frequência natural do sistema primário		
$f = \omega_s/\omega_p$	$\rightarrow$	razão de frequências naturais		
$g = \omega/\omega_p$	$\rightarrow$	razão das frequências forçadas		
$X_{est} = F_0/k_p$	$\rightarrow$	deflexão estática do sistema		
$c_c = 2m_s \omega_p$	$\rightarrow$	constante de amortecimento crítico		
$\zeta = c_s/c_c$	$\rightarrow$	fator de amortecimento		

Substituindo tais parâmetros na equação (3.19), obtém-se:

$$\frac{X_p}{X_{est}} = \sqrt{\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{[(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (3.20)$$

A Figura 3.7 apresenta as amplitudes de resposta do sistema primário, com diferentes fatores de amortecimento " $\zeta$ ". É interessante notar a ação de um absorvedor dinâmico amortecido nas amplitudes de oscilação do sistema primário. Percebe-se que, quanto maior o valor de " $\zeta$ ", menores são as amplitudes máximas para cada frequência natural. Cabe mencionar que, se o fator de amortecimento for zero ( $c_s = \zeta = 0$ ), a ressonância ocorre nas duas frequências de ressonância não amortecidas do sistema. Entretanto, se a escolha do fator de amortecimento tender a infinito ( $\zeta = \infty$ ), as duas massas  $m_p$  e  $m_s$  ficam praticamente presas uma à outra, formando um sistema de 1 GDL (RAO, 2004).

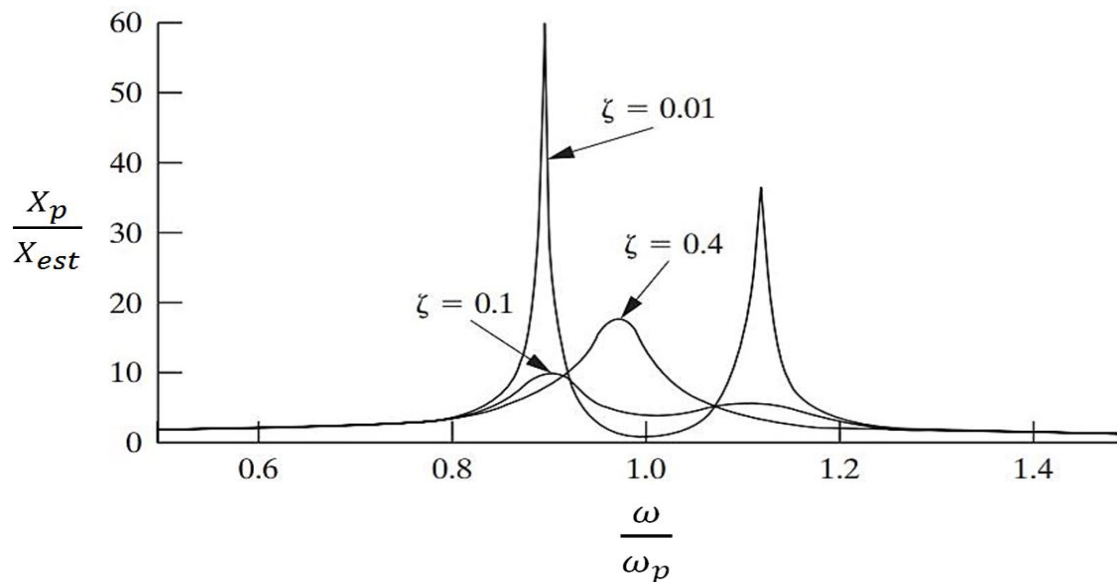


Figura 3.7 – Amplitude normalizada de vibração da massa primária utilizando valores de amortecimento distinto. (Fonte: Adaptado de Inman (1994)).

## 4 Projeto do Absorvedor Dinâmico de Vibrações

Este capítulo visa explicar de forma detalhada o projeto de concepção e construção do ADV que será implementado em um assento de ônibus rodoviário.

A primeira parte consiste em apresentar a frequência escolhida para projetar o absorvedor dinâmico, mediante à investigação das principais patologias encontradas em motoristas de ônibus devido a exposição à vibração no exercício do trabalho.

Em seguida será mostrada como surgiu a idealização de construção do ADV, apresentando trabalhos que contribuíram de alguma forma para o projeto do sistema. Após essa etapa, iniciou-se o processo de projeto dos elementos construtivos (blocos de massa, mola, hastes, tubos e chapas) os quais puderam ser modelados utilizando software de modelagem CAD.

E por fim, em paralelo com o projeto dos elementos, é mostrado o desenvolvimento da fabricação dos elementos do ADV.

### 4.1 Definição das frequências

Para a concepção de um ADV deve-se primeiramente estabelecer em qual frequência ele irá atuar, definida para ser exatamente igual à frequência de ressonância do sistema primário.

Com isso, utilizando os trabalhos que desvendaram as patologias mais incidentes em motoristas de ônibus (BOSHUIZEN et al., 1990; BOVENZI; ZADINI, 1992; MARRAS, 2000; GERR; MANI, 2002; SACCO et al., 2003; BRÉDER et al., 2006), pode-se perceber que a coluna cervical e lombar, bem como o conjunto ombros/braços, são as principais partes do corpo humano afetadas quando expostas à vibrações durante a jornada de trabalho dos profissionais do transporte. Isso se justifica pelo fato da frequência natural dessas partes biológicas serem similares à frequência de excitação do veículo, o que evidencia a relevância deste trabalho, uma vez que o ADV proposto irá atuar nessa frequência.

Para isso, realizou-se um estudo em alguns dos mais relevantes trabalhos da área médica (KELSEY; HARDY, 1975; POPE et al., 1990; KITAZAKI; GRIFFIN, 1998; GRIFFIN, 1990; WASSERMAN, 1987) visando identificar as frequências naturais dos sistemas biológicos. A Tabela 4.1 lista essas frequências encontradas, bem como a posição da pessoa durante a medição e a direção da vibração.

Tabela 4.1 – Frequências de ressonância em várias partes do corpo humano

<b>Autor, ano</b>	<b>Posição</b>	<b>Parte do corpo</b>	<b>Direção da vibração</b>	<b>Frequência natural (Hz)</b>
Pope, 2001	Sentado	Espinha	Z (vertical)	4-5
Griffin, 1990		Ombros		5
Kitazaki & Griffin, 1998		Coluna cervical		5
Wasserman, 1987		Espinha dorsal		3-5
		Ombros		2-6
Kelsey & Hardy, 1975	Espinha	4-8		

Os valores indicados para a frequência natural das partes do corpo se diferenciam de acordo com cada autor por conta de fatores como postura do indivíduo, método experimental, dentre outros (POPE et al., 1990).

De acordo com os valores apresentados na tabela acima, é possível perceber que as faixas de frequências de ressonância das partes do corpo humano que demandam maiores precauções quanto à vibração estão em um intervalo de 2 a 8 Hz (GRIFFIN, 1990). Diante disso, este trabalho irá desenvolver um ADV que opere na frequência de 5 Hz, o qual será composto por um sistema de amortecimento viscoso para reduzir os picos de magnitude das duas novas frequências que irão aparecer no sistema.

Cabe ressaltar que a frequência natural escolhida para o projeto do ADV deverá estar presente dentro do espectro de frequências de excitação do veículo. De acordo com Gillespie (1992) um veículo motorizado com rodas de borracha são geralmente excitados em baixas frequências. Essa afirmação é comprovada através dos estudos de Ciapparini (2012), onde foi realizada uma análise para mensurar o nível de aceleração em função da frequência em diferentes pontos da carroceria de um ônibus transitando em pavimento asfáltico. Na Figura 4.1, é possível observar que o veículo é excitado em um amplo espectro de frequências com magnitudes distintas, as quais são transmitidas para o condutor, e destaca-se que a frequência escolhida para o projeto apresenta magnitudes consideráveis, o que contribuiu também para a relevância da escolha desta frequência.

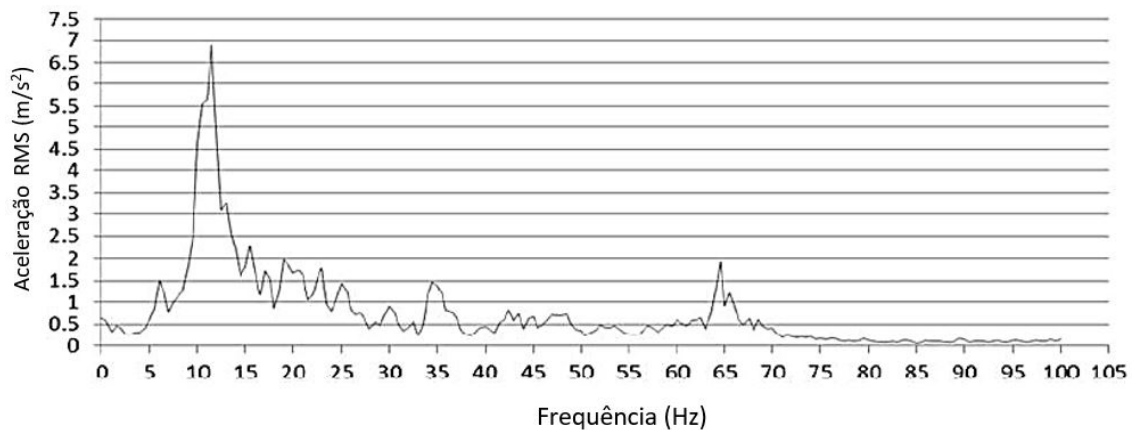


Figura 4.1 – Espectro de frequências e suas respectivas magnitudes mensuradas em um ônibus trafegando em perfil asfáltico (Fonte: Ciapparini (2012)).

## 4.2 Proposição do ADV

Para a concepção do ADV, algumas ideias foram obtidas através de pesquisa em trabalhos de outros autores, onde alguns foram apresentados no capítulo 2. Nos trabalhos de Silva e Oliveira (2015) e Rosa e Holanda (2016), foram desenvolvidos ADV's construídos a partir de blocos de massa, molas helicoidais, haste de suporte, configurações interessantes e que irão ser adotadas por este trabalho, uma vez que irão viabilizar a fabricação e pelo fato dos materiais possuírem uma grande disponibilidade no mercado. A Figura 4.2 ilustra os ADV's proposto pelos autores, bem como as características em destaque.

As características dos ADV's desenvolvidos, contribuíram para definição do bloco de massa, haste e molas helicoidais representando a rigidez do sistema. O intuito da utilização da haste no projeto, será além de sustentar o bloco de massa, mas também evitar que as molas realizem o movimento denominado flambagem, perdendo assim sua característica de absorção do movimento.

A opção definida para facilitar a sintonização na estrutura primária consiste no incremento de massa no absorvedor, ou seja, o ADV será projetado com a possibilidade de se acoplar massas auxiliares através da presença de haste rosqueável.

Em síntese, levando em consideração as ideias adquiridas através dos ADV's apresentados na revisão bibliográfica e nos trabalhos citados acima, realizou-se o levantamento dos requisitos fundamentais para o desenvolvimento do ADV proposto por este trabalho:

- Utilização de um bloco de massa representando a inércia;
- Possuir hastes para fixação dos blocos e possíveis massas auxiliares;
- Presença de molas helicoidais para incluir rigidez ao sistema e

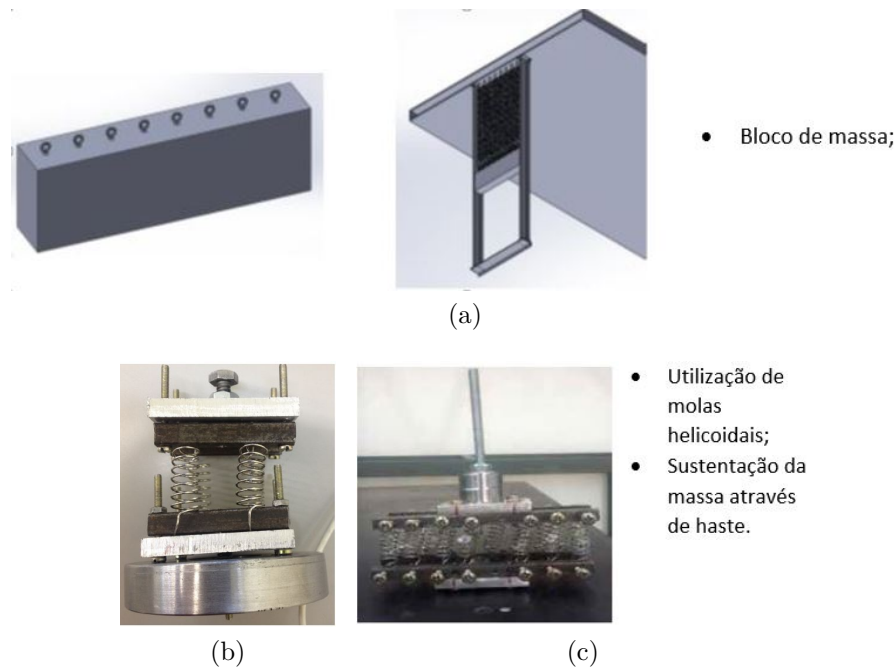


Figura 4.2 – ADV's que motivaram a concepção do absorvedor proposto por este trabalho. (a) (SILVA; OLIVEIRA, 2015). (b) (PIRES et al., 2016). (c) (ROSA; HOLANDA, 2016).

- Conter estrutura fechada para ancoragem da mola e fixação no banco.

Com base nestes requisitos apresentados foi possível definir os principais elementos estruturais que irão compor o ADV:

1. Bloco de massa;
2. Mola helicoidal de compressão;
3. Haste rosqueável;
4. Elementos estruturais (tubos, chapas) e
5. Itens de fixação e posicionamento.

Levando em consideração as ideias adquiridas, bem como os requisitos, realizou-se o projeto do ADV proposto por este trabalho o qual é ilustrado na fig. 4.3.

#### 4.2.1 Definição preliminar dos parâmetros

Como dito anteriormente, o ADV proposto irá atenuar frequências do banco que estão localizadas em  $5 \text{ Hz}$ . Entretanto, visando possibilitar uma sintonização do ADV no banco, os cálculos dos parâmetros (massa e rigidez) foram escolhidos de modo que o absorvedor seja dimensionado para trabalhar entre  $5$  a  $6 \text{ Hz}$ . Sendo assim, sentiu-se

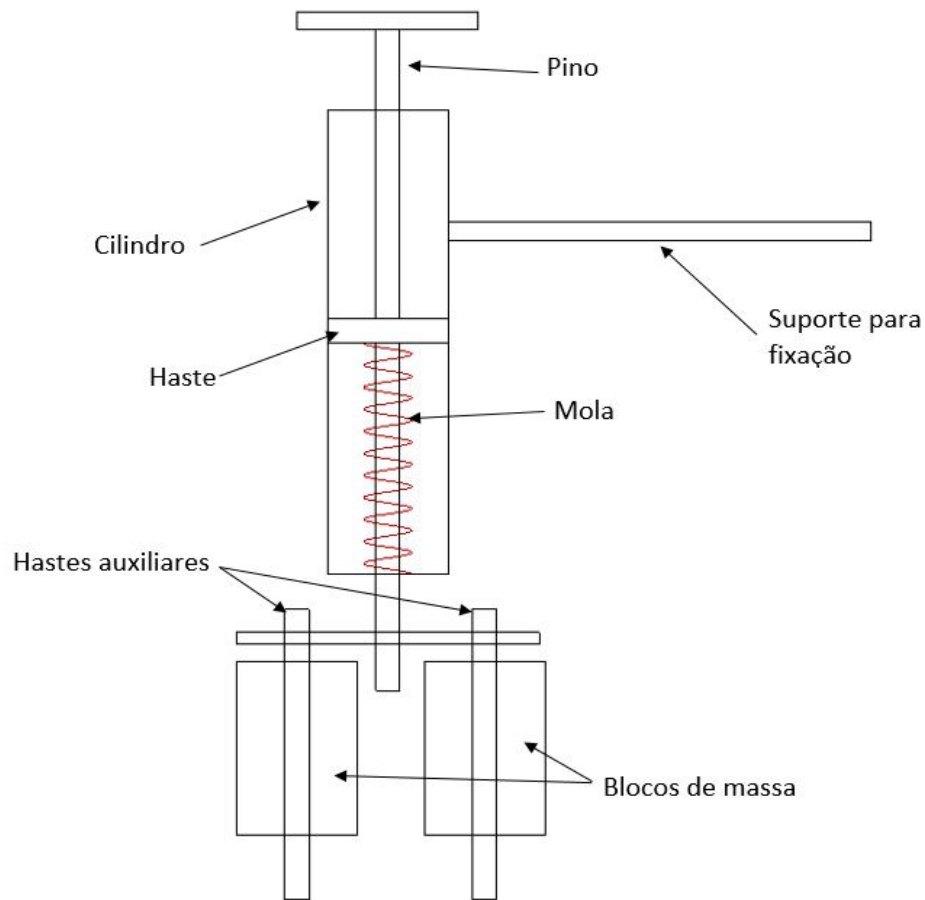


Figura 4.3 – Disposição espacial do ADV proposto

a necessidade em desenvolver um sistema que possibilite o incremento de massa para diminuir a frequência natural do ADV até atingir a frequência de  $5 \text{ Hz}$ .

Levando em consideração que a frequência estabelecida para o projeto é relativamente baixa, definiu-se uma massa com valor de  $1,670 \text{ kg}$  para cada bloco, totalizando,  $3,344 \text{ kg}$ , visando viabilizar o projeto da mola com dimensões possíveis de ser fabricada.

Para se obter o valor da rigidez necessária que deverá ser aplicada ao sistema para que o mesmo funcionasse na faixa de frequência estipulada, utilizou-se a equação (4.1), a qual foi demonstrada por Inman (1994), a qual é derivada das equações de movimento para vibração não amortecida, como demonstrada no Capítulo 3 desta monografia.

Para o cálculo, utilizou-se a priori valores de massa igual a  $3,48 \text{ kg}$ , a qual é referente a massa equivalente do sistema, e frequência natural ( $f$ ) igual a  $6 \text{ Hz}$ .

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.1)$$

Deste modo, pode-se obter a rigidez da mola helicoidal de compressão igual a  $4,9 \text{ kN/m}$ .



### 4.2.2 Blocos de Massa

Através da revisão bibliográfica como dito anteriormente, foi definido o tipo de massa que será acoplado ao ADV. Facilitando sua fabricação, determinou-se que a massa do sistema será constituída por dois cilindros idênticos maciços, os quais serão compostos por aço carbono SAE 1020 com densidade de  $7870 \text{ kg/m}^3$ . Possuem comprimento de  $117 \text{ mm}$  e diâmetro de  $50 \text{ mm}$  com furo central de  $9,525 \text{ mm}$  de diâmetro visando sua futura fixação. Na Figura 4.4 é ilustrada a massa modelada em CAD através do *software* de modelagem *Dassault CATIA V5R21*®.



Figura 4.4 – Bloco de massa do ADV

As dimensões dos blocos de massa foram definidas de acordo com a disposição do local que o ADV será fixado, justificando o fato do comprimento ser consideravelmente maior que o diâmetro do cilindro. Já o diâmetro do furo central foi definido de modo que a haste possa atravessar o bloco.

O processo de fabricação dos blocos se iniciou com o corte de um tarugo de aço SAE 1020 com 1 metro de comprimento, utilizando para isso a máquina denominada serra fita, como pode observar na figura 4.5(a). Após este processo de corte, foi possível iniciar o processo de torneamento a fim de realizar o furo central. Neste processo foi utilizado um torno mecânico e pode ser visto na figura 4.5(b).

Visto que o tarugo inicial possuía diâmetro de 2 polegadas ( $50,8 \text{ mm}$ ), foi necessário fazer realizar um processo de torneamento para alcançar a dimensão estipulada de  $50 \text{ mm}$ . Após os processos citados, obteve-se dois blocos cilíndricos de aço SAE 1020, ilustrados na figura 4.6, os quais têm suas características descritas na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Quadro resumo das características finais de cada bloco de massa

<b>Material</b>	Aço SAE 1020
<b>Comprimento</b>	117 mm
<b>Diâmetro</b>	50 mm
<b>Diâmetro furo</b>	9,525 mm
<b>Massa</b>	1,672 kg



Figura 4.5 – Processo de fabricação do bloco de massa cilíndrico. (a) Corte do tarugo utilizando a máquina serra fita. (b) Furação do cilindro no torno mecânico

Finalizadas os blocos de massa (fig. 4.6(a)), foi necessário realizar a fabricação das hastes que irão sustentar os blocos no sistema. Para isso, foi fabricado duas hastes com varões rosqueáveis de  $3/8$  de polegada (equivalente a  $9,525\text{ mm}$ ) e  $191,76\text{ mm}$  de comprimento cada. Para unir as hastes nos blocos de massa, foi projetado uma chapa de aço portando  $3\text{ mm}$  de espessura e  $110\text{ mm}$  de comprimento. A Figura 4.6(b) mostra como ficou a montagem destes elementos.



Figura 4.6 – (a) Blocos de massa de aço SAE 1020 finalizados. (b) Montagem final dos blocos de massa fixados por meio de hastes e uma chapa de aço

Ao final da fabricação, ambos os blocos foram pesados em uma balança para aferição do valor da massa, e constatou-se uma massa de  $1,672\text{ kg}$  para o primeiro bloco e  $1,673\text{ kg}$  para o segundo bloco cilíndrico. O sistema montado da figura 4.6(b) possui uma massa de  $3,636\text{ kg}$ .

### 4.2.3 Mola Helicoidal

Finalizado o dimensionamento dos blocos de massa, representando a inércia do sistema, parte-se para o projeto da mola, a qual tem como função no sistema representar a rigidez. Para isso, considerou-se toda a teoria a respeito de dimensionamento de molas helicoidais submetidas a carregamentos dinâmicos de compressão. Desta maneira foi considerada a bibliografia [Shigley et al. \(2005\)](#), onde a rigidez ( $k$ ) é dada pela equação 4.2.

$$k = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * N} \quad (4.2)$$

Utilizando a formulação proposta por [Shigley et al. \(2005\)](#), foi desenvolvido um algoritmo numérico em Matlab para se obter os melhores parâmetros da mola, a fim de alcançar uma rigidez equivalente a 4,9 kN/m. Cabe ressaltar que os valores encontrados na tabela 4.3 foram determinados de modo a alcançar a rigidez proposta, bem como ser viável de se fabricar e atender as dimensões espaciais onde o ADV será fixado.

Tabela 4.3 – Valores escolhidos para fabricação da mola.

Parâmetro	Valor
Diâmetro do fio (d)	2 mm
Diâmetro médio da mola (D)	12,5 mm
Módulo de cisalhamento transversal (G) - Aço 1070	74 GPa
Número total de espiras	17
Passo	6 mm

Desta maneira, foi obtido os parâmetros finais ideias para a mola, apresentados na tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Valores escolhidos para fabricação da mola.

Parâmetro	Valor
Número de espiras ativas	15
Rigidez da mola (k)	4900 N/m
Comprimento (L)	90 mm
Índice da mola (D/d)	6,25

Após o teste de compressão em molas já existentes no mercado, verificou-se que a alternativa mais viável para o trabalho seria a confecção de uma mola sob medida. Para isso, fabricou-se uma mola a partir dos parâmetros encontrados na tabela 4.3, a qual pode ser vista na figura 4.7.



Figura 4.7 – Mola fabricada sob medida para o ADV

Com o objetivo em confirmar a rigidez da mola fabricada, foi realizado um ensaio de compressão na mesma para que fosse verificada sua rigidez.

Para isso, antes de realizar o ensaio, foi necessário usinar dois suportes de fixação entre a mola e as garras da máquina para que a mola não escapasse no momento da compressão. Os suportes foram fabricados em aço SAE 1020 bem como a mola encaixada com os suportes, podem ser vistos na figura 4.8.



(a)



(b)

Figura 4.8 – Mola e seus suportes de fixação. (a) Suporte superior e inferior. (b) Mola em seus suportes

Após isso foi realizado o ensaio de compressão na mola utilizando a máquina de ensaio de tração e compressão Instron 8801, aplicando uma força de 250 N a uma taxa de carregamento de 10  $kN/min$ . A Figura 4.9 ilustra a realização do ensaio.

Os dados coletados pela máquina foram transferidos para um algoritmo criado no software Matlab, no qual foi plotado uma curva de força x deslocamento compressivo,

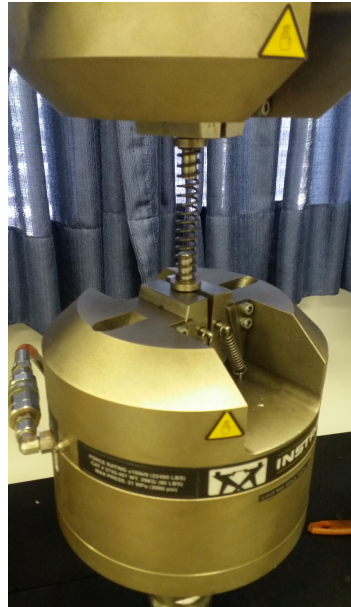


Figura 4.9 – Realização do ensaio de compressão na mola para determinar sua rigidez

ilustrada na fig. 4.10. Visando otimizar o resultado, foi realizado um ajuste utilizando o método de regressão linear por mínimos quadrados e o resultado obtido corresponde a uma reta cujo seu coeficiente angular representa o valor da rigidez da mola.

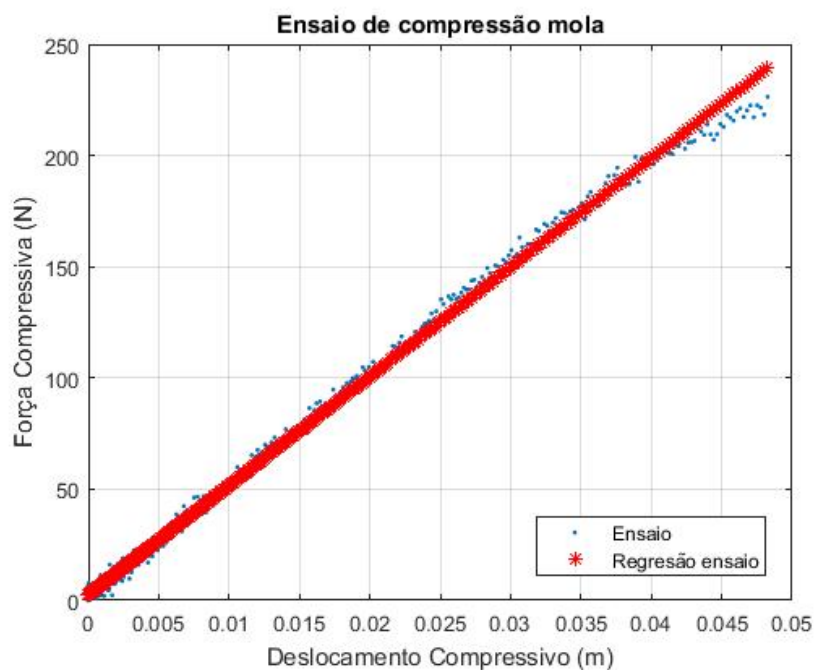


Figura 4.10 – Resultado experimental obtido através da compressão da mola

Através do algoritmo citado, foi encontrado um valor para rigidez equivalente a  $4951 \text{ N/m}$ .

Para o funcionamento do ADV, foi necessário implementar uma haste, a qual tem papel fundamental, uma vez que é responsável por evitar a flambagem da mola bem como

ser fixada na chapa que irá ancorar os blocos de massa. Sendo assim, fabricou-se uma haste a partir de um varão de rosca com  $9,525\text{ mm}$  e  $118,57\text{ mm}$  de comprimento. Visando restringir o movimento do sistema apenas no sentido vertical e servir de ancoragem superior para a mola, foi fabricado um disco com espessura de  $3\text{ mm}$  e diâmetro de  $25,4\text{ mm}$  e fixada na haste através do processo de soldagem. O desenho CAD da haste pode ser visto na figura 4.11(a).

De acordo com a figura 4.11(b), visando restringir o trabalho da mola apenas para o modo compressivo, fabricou-se um pino utilizando um varão de rosca com  $9,525\text{ mm}$  de diâmetro e aproximadamente  $40\text{ mm}$  de comprimento, o qual também viabiliza uma aplicação de pré carga na mola.

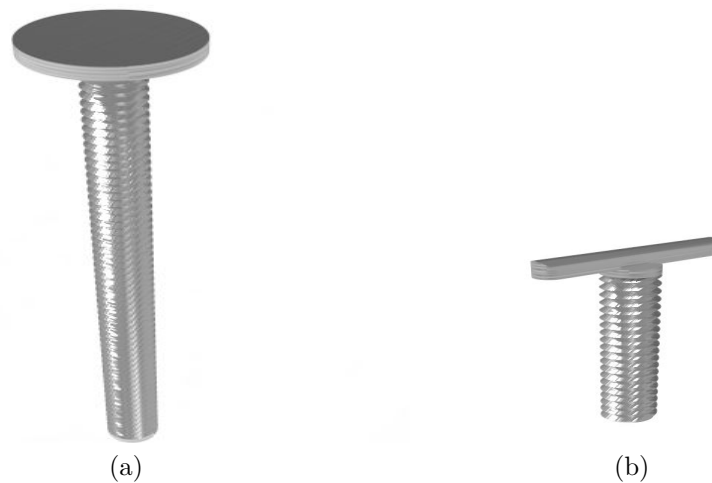


Figura 4.11 – (a) Haste de ancoragem da mola e fixação dos blocos de massa e (b) pino para limitar o movimento da mola

#### 4.2.4 Estrutura do ADV

De modo a sustentar todos os esforços os quais o ADV estará submetido durante seu funcionamento, projetou-se a estrutura em um perfil tubular de aço SAE 1020,  $126\text{ mm}$  de comprimento, diâmetro de  $31,5\text{ mm}$  e parede de  $2\text{ mm}$ . Essas dimensões foram escolhidas de acordo com a disponibilidade do mercado.

O tubo será fechado em suas extremidades através de uma chapa de aço com  $3\text{ mm}$  de espessura e um furo central de  $10\text{ mm}$  de diâmetro, ambas serão fixadas no tubo através do processo de soldagem. A tampa superior tem o objetivo alojar uma porca sextavada, que foi soldada na chapa, que irá rosquear o pino de pré carga na mola. Já a tampa inferior, tem a função de ancorar a mola. Além disso, na parede externa do tubo foi soldada uma haste feita com um varão rosqueável, que terá o papel de fixar o ADV na estrutura do banco através de uma porca e contra porca, a qual pode ser vista na figura 4.12.

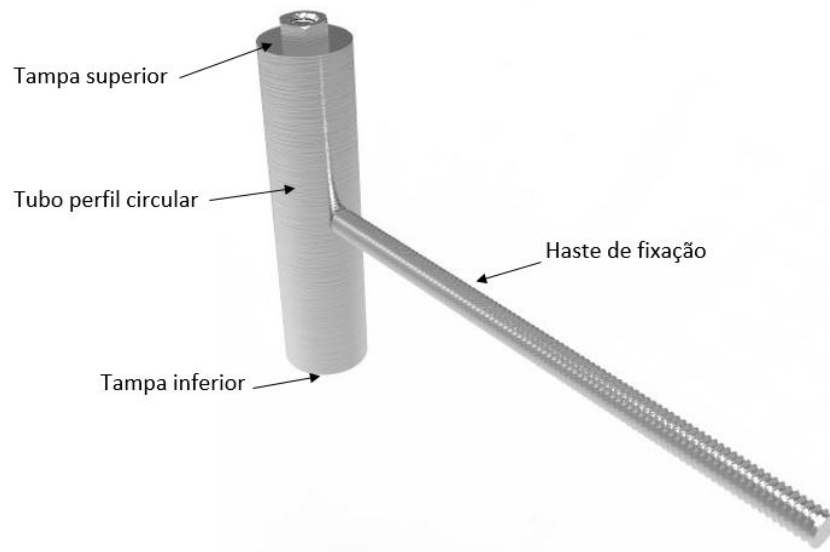


Figura 4.12 – Desenho em CAD da estrutura externa do ADV juntamente com a haste de fixação no assento

Diante disso, após definir todos os elementos construtivos bem como seus respectivos materiais e dimensões para a criação do ADV, pode-se elaborar um desenho final em CAD do absorvedor de vibrações. A Figura 4.13 ilustra a disposição espacial dos elementos projetados, modelados no *Dassault CATIA V5R21*® e renderizados utilizando o *KeyShot*®. Os desenhos técnicos dos elementos construtivos do ADV desenvolvido estão apresentados no Anexo A deste trabalho.

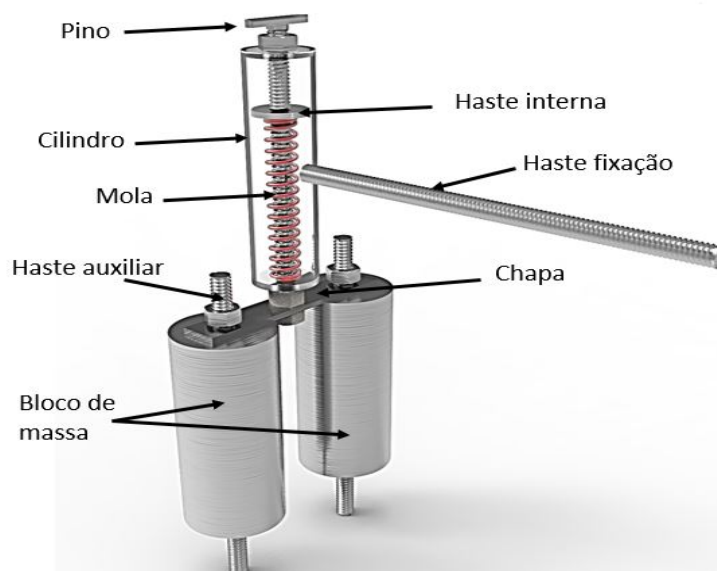


Figura 4.13 – Desenho em CAD do ADV desenvolvido com identificação de todos os elementos construtivos

## 5 Ensaios e Resultados Experimentais

O capítulo a seguir demonstra detalhadamente o procedimento experimental bem como os equipamentos utilizados para isso. Diante disso, é possível coletar dados que comprovam a viabilidade de instalação do ADV em um assento de ônibus.

### 5.1 Metodologia Experimental

#### 5.1.1 Materiais utilizados

Conforme mencionado na seção 1.3 do capítulo 3 desta monografia, o ADV será implementado em um assento de ônibus rodoviário instalado em uma bancada experimental de vibrações. De acordo com Moore (2017), a bancada é composta simplificada por uma plataforma de ensaios, uma estrutura simplificada do habitáculo de motoristas de ônibus incluindo um volante e um dispositivo para posicionamento dos pés e uma fonte de excitação composta por um *shaker* eletrodinâmico.

Para a utilização do *shaker* eletrodinâmico se faz necessário a presença de um gerador de sinais, responsável por criar sinais, bem como há a possibilidade de escolher a forma da onda, frequência e amplitude do sinal que será enviado ao *shaker*. Entretanto, antes do sinal chegar ao *shaker*, o mesmo deve ser amplificado por um equipamento denominado amplificador de potência, que se conecta ao excitador e permite a execução do movimento. A Figura 5.1 a seguir ilustra, de forma simplificada, a bancada experimental, mostrada na figura 1.3(b), com a instrumentação supracitada e o ADV implementado previamente no suporte de fixação do assento.

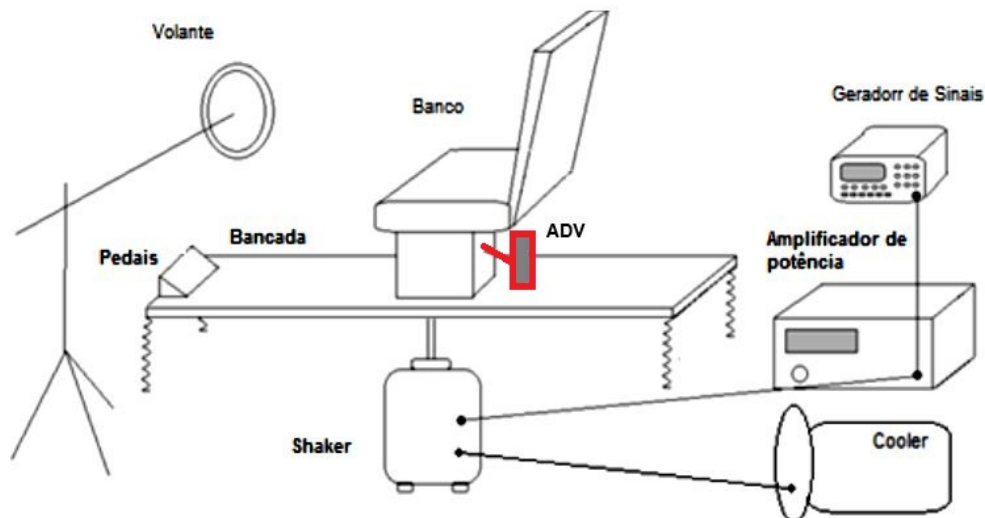


Figura 5.1 – Diagrama da bancada com o ADV fixado. (Adaptado de Moore (2017))



Para comprovar o funcionamento do absorvedor implementado na bancada foram utilizados os seguintes dispositivos atrelados à bancada: um gerador de sinais modelo 33220A do fabricante *Agilent* com uma faixa de frequência de 1  $\mu$ Hz a 6 MHz, ilustrado na figura 5.2(a); um amplificador de potência modelo PA-141, do fabricante *Labworks* que opera em uma faixa de frequência de 1 Hz a 10 kHz, visto na figura 5.2(b); um *shaker* eletrodinâmico modelo ET-127 da marca *Labworks*, o qual opera em uma faixa de frequência de 1 a 4,5 kHz, figura 5.2(c), e um *cooler* a vácuo, modelo CB-127 também da fabricante *Labworks*, presente na figura 5.2(d).

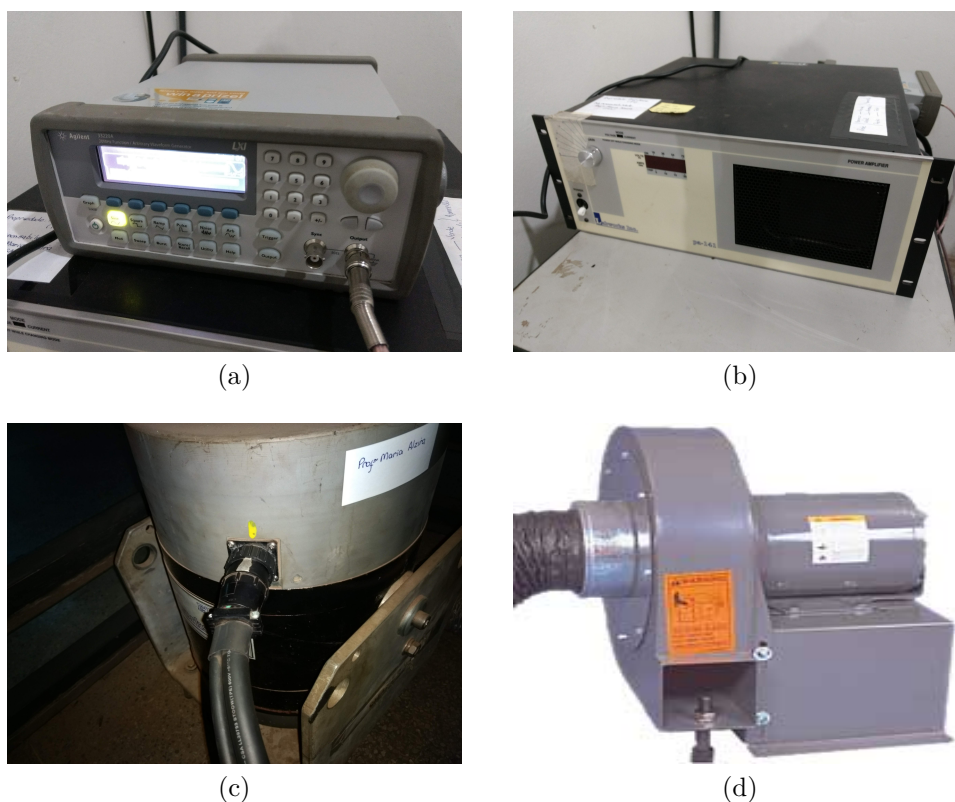


Figura 5.2 – Equipamentos necessários para funcionamento da bancada de testes: (a) Gerador de sinal; (b) Amplificador de potência; (c) Shaker eletrodinâmico; (d) Cooler a vácuo

Com todos equipamentos necessários para o funcionamento da bancada conectados, foi necessário a utilização de sensores para realizar as medições. Para a coleta dos dados adquiridos pelos sensores, utilizou-se o equipamento HVM 100 (*Human Vibration Measurement 100*), mostrado na figura 5.3(a). Os sensores são triaxiais e são: *Seat Pad* modelo Sen 027, com sensibilidade de 100  $mV/g$  e faixa de frequência de 0,5 a 1000  $Hz$  e *Shear ICP* modelo Sen 021F com sensibilidade de 10  $mV/g$  e faixa de frequência de 0,5 a 2500  $Hz$ , ambos fabricados pela marca *Larson Davis* e ilustrados nas figuras 5.3(b) e 5.3(c), respectivamente.

Os dados coletados por estes acelerômetros são transmitidos diretamente para o HVM, os quais são armazenados no equipamentos e descarregados no *software* Blaze,

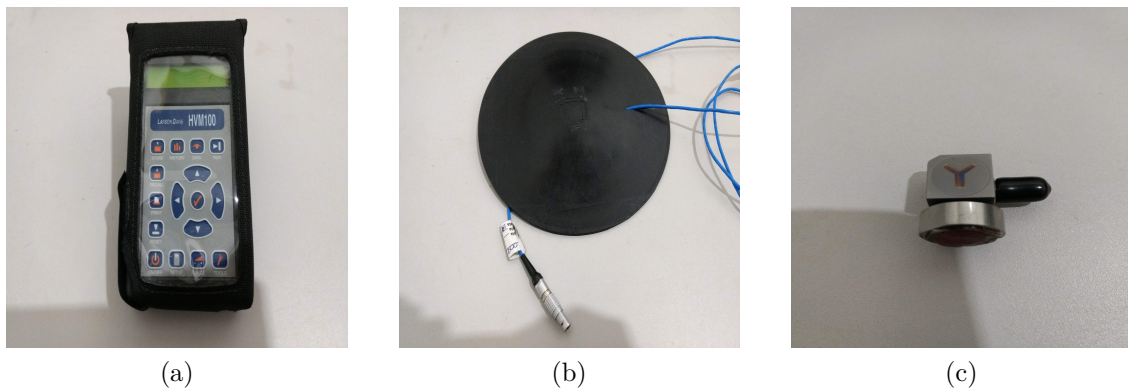


Figura 5.3 – Equipamentos necessários para medição da vibração: (a) HVM 100 (*Human Vibration Measurement 100*); (b) *Seat Pad* modelo Sen 027; (c) *Shear ICP* modelo Sen 021F

podendo assim, serem comparados com as especificações da norma NHO 09.

### 5.1.2 Procedimento Experimental

- Experimento 1: Ao excitar a bancada de testes em uma frequência de  $5\text{ Hz}$  (frequência para qual o ADV foi projetado) será feita a medição da aceleração *arms* nos possíveis pontos do suporte do assento do banco rodoviário a fim de localizar o melhor posicionamento para fixação do ADV, que contempla o ponto de maior amplitude de vibração, proporcionando ao absorvedor um melhor funcionamento;
- Experimento 2: Esta etapa experimental tem como finalidade mostrar a eficiência do ADV na frequência sintonizada ( $5\text{ Hz}$ ), bem como mostrar a interferência na aceleração *rms* nas demais frequências, separadas em intervalos de 1 a  $10\text{ Hz}$ , com passo de  $1\text{ Hz}$ , e de 10 a  $80\text{ Hz}$ , com passo de  $10\text{ Hz}$ .

Para dar início ao detalhamento dos experimentos realizados, bem como expor os resultados alcançados, ressalta-se que existem dois parâmetros básicos que definem a configuração do sistema de excitação da bancada de testes. Estes parâmetros são a amplitude do gerador de sinais, dado em  $mV_{rms}$  e o ganho atribuído ao amplificador de potência. Ambos proporcionam mudanças diretas na amplitude de vibração do excitador.

Visto que o aparelho de amplificador de potência não apresenta nenhuma demarcação do nível de ganho que foi aplicado, desenvolveu-se uma escala em graus que auxilia na identificação do ganho aplicado mediante o giro do botão. Na Figura 5.4 é possível ver a escala criada no amplificador (fig. 5.4(a)) e o display do gerador de sinais mostrando a amplitude do sinal de entrada no *shaker* (fig. 5.4(b)).



Figura 5.4 – Configuração dos equipamentos de excitação: (a) Escala criada no amplificador para identificação do ganho aplicado ao sistema; (b) Amplitude do sinal determinado no gerador de sinais

### 5.1.3 Experimento 1 - Determinação do posicionamento do ADV

Com o objetivo de determinar o melhor posicionamento para a fixação do ADV, tomou-se como base o ponto de maior energia de vibração, ou seja, o local onde a amplitude de vibração se mostrou superior, aplicando os mesmos parâmetros (ganho do amplificador e amplitude do sinal do gerador de sinais) em todas as medições. Para isso, foram definidos 5 pontos em torno da estrutura do assento que são viáveis para a fixação do ADV, ilustrados na figura 5.5.

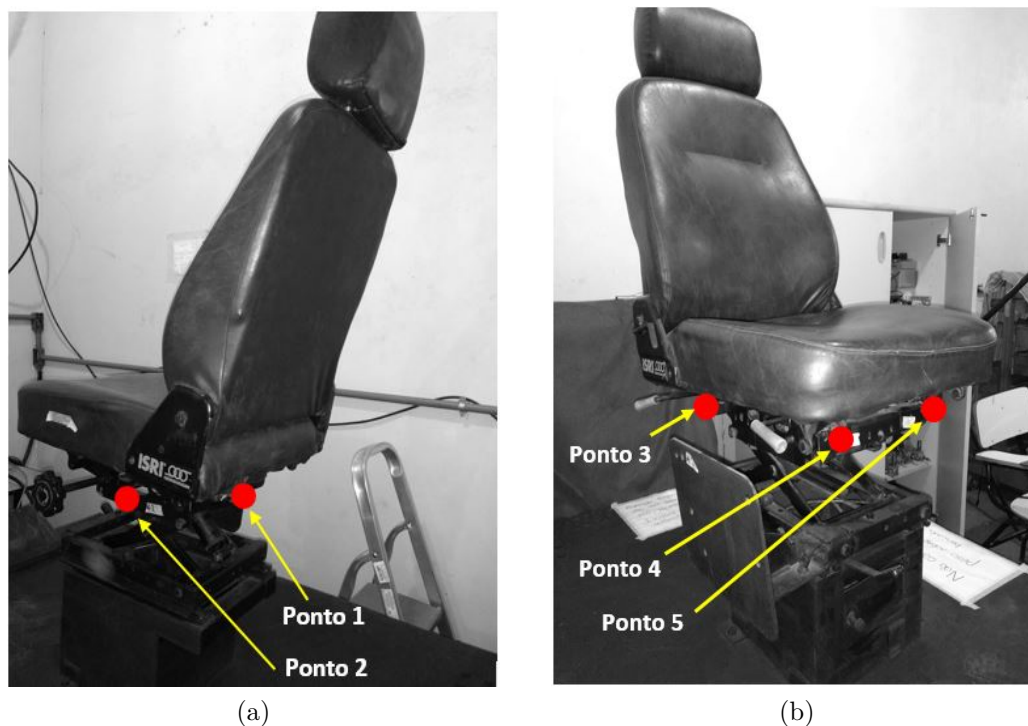


Figura 5.5 – Identificação dos pontos viáveis para fixação do ADV na estrutura do assento. (a) Pontos 1 e 2; (b) Pontos 3, 4 e 5

Após os pontos definidos, foi feita a montagem experimental da bancada de testes com os materiais apresentados anteriormente, como é mostrado na figura 5.6. Para a medição da aceleração *rms* nos pontos, utilizou-se o acelerômetro *Shear* ICP conectado com o HVM 100.

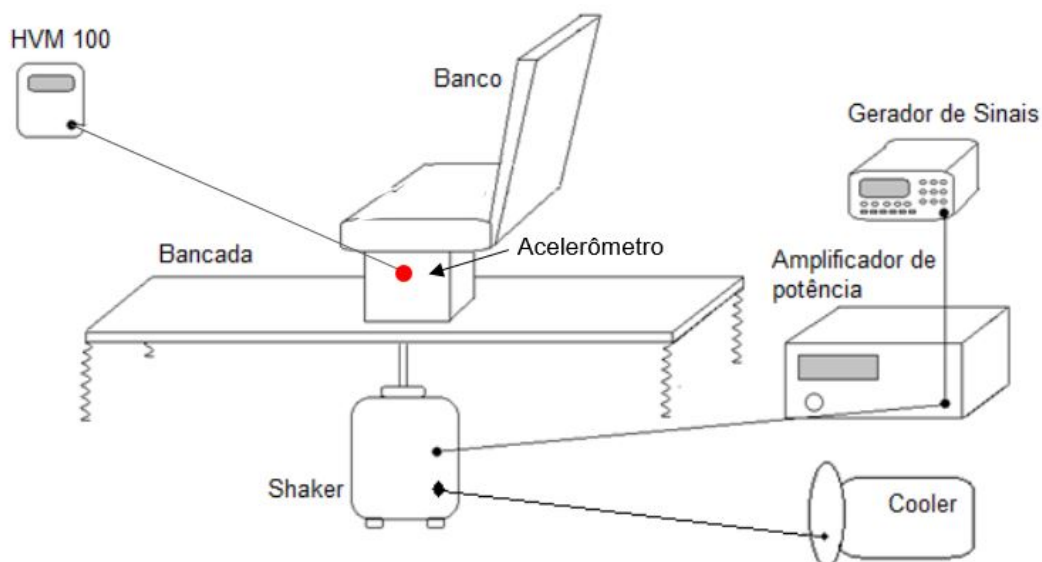


Figura 5.6 – Diagrama para definição do posicionamento do ADV (Adaptado de Moore (2017))

A Figura 5.7 a seguir, ilustra a fixação do acelerômetro no ponto 4 da estrutura do assento.



Figura 5.7 – Acelerômetro ICP fixado no ponto "4" para aferir amplitude de vibração no local

Diante os experimentos realizados, o experimento 1 foi considerado o mais simples, pois, teve como objetivo basicamente obter o maior valor de aceleração *rms* entre os 5 pontos previamente estipulados para fixação do ADV.

Dessa forma, após obter os valores de amplitude nos diferentes pontos da estrutura do assento em uma frequência de  $5\text{ Hz}$ , utilizando para isso um ganho de 50 graus no amplificador e uma amplitude de  $600\text{ mVrms}$  no gerador de sinais. Assim, foi possível construir o gráfico presente na figura 5.8, o qual comporta os valores presentes na tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Valores das acelerações obtidas nos pontos do assento.

Ponto	Aceleração rms (m/s <sup>2</sup> )
1	0,923
2	0,926
3	0,839
4	1,04
5	1,07

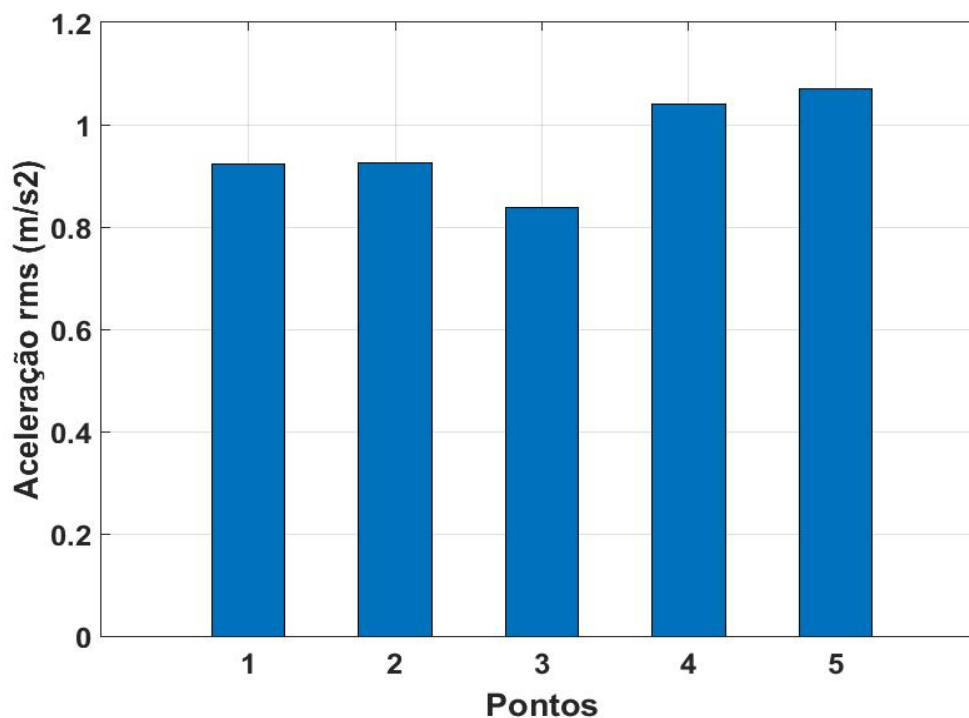


Figura 5.8 – Valores das acelerações obtidas nos possíveis pontos de fixação do ADV

Como é possível ver, os valores das amplitudes se mostraram bem próximos nos cinco pontos. Sendo assim, foi determinado o melhor ponto não apenas pelo valor da amplitude, mas sim, pelo melhor lugar para posicionar o ADV, pensando na ergonomia, facilidade para montagem, visto que descarta a necessidade de furação da estrutura, e manutenção do dispositivo. Logo, foi escolhido para a instalação do ADV o ponto número 1, que está presente na parte de trás da estrutura do assento, uma vez que os pontos de maior amplitude (pontos 4 e 5), estão sujeitos a acidentes por ficarem localizados em baixo da perna do condutor.

### 5.1.4 Experimento 2 - Análise da vibração de corpo inteiro com e sem ADV acoplado ao assento

Com o fim das medições para determinação do ponto de posicionamento do ADV na estrutura do assento, foi possível iniciar as medições para demonstrar o funcionamento do ADV através da medição das acelerações *rms* para diferentes valores de frequências.

Este experimento foi dividido em 6 etapas no total. Em todas as partes do experimento realizou-se testes aplicando valores de frequência no gerador de sinais dentro de uma faixa de 1 a 10 *Hz* primeiramente, e depois de 10 a 80 *Hz*, conforme foi explicado na seção 4.1 desta monografia.

Para melhor visualização de todas as etapas realizadas no experimento, as mesmas podem ser vistas no fluxograma apresentado na figura 5.9.

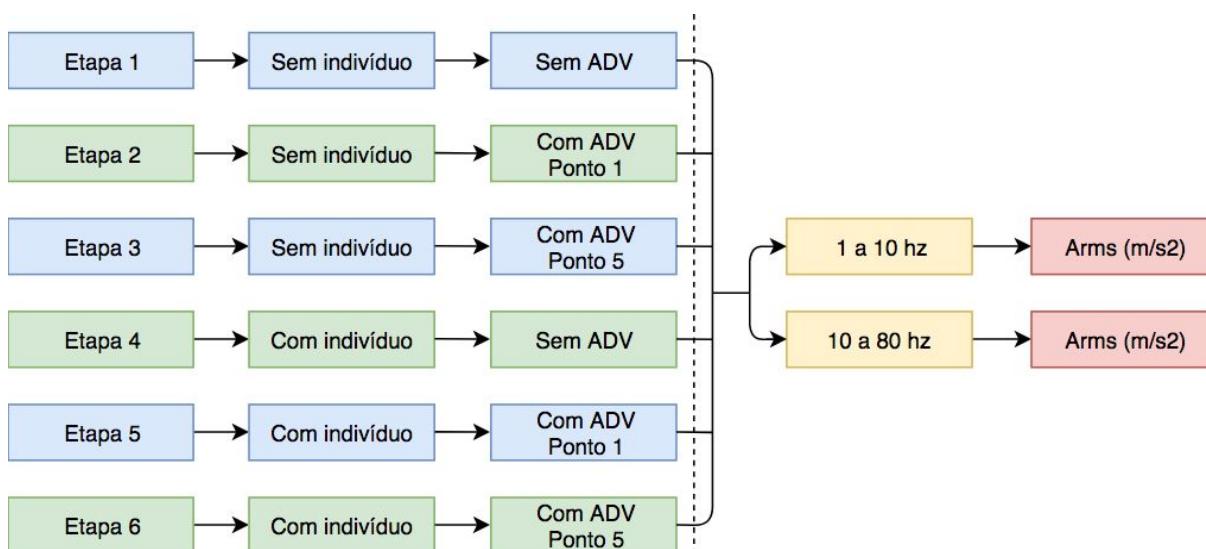


Figura 5.9 – Fluxograma das etapas de medições realizadas no experimento 2

Para a realização destes ensaios, foi necessário a utilização de equipamentos para coleta de dados de vibração de corpo inteiro, como mostrado na figura 5.10 e mencionados no item 5.1.1.

Esta configuração de bancada foi utilizada para realização das etapas 1 e 4, uma vez que foram realizadas sem a presença do absorvedor dinâmico fixado no assento. Ressalta-se que para os ensaios, as configurações do amplificador (ganho em graus) e do gerador de sinais (amplitude do sinal) foram constantes para todos os ensaios de 1 a 10 *Hz* e modificadas, de acordo com Moore (2017), para cada frequência de 20 a 80 *Hz* por conta das limitações da bancada, de modo a não interferir no valor da aceleração para cada frequência medida.

Nas etapas 2 e 3, obteve-se as acelerações *rms* com a presença do ADV fixado no ponto 1 e 5, respectivamente. Os ensaios foram realizados novamente sem a presença de

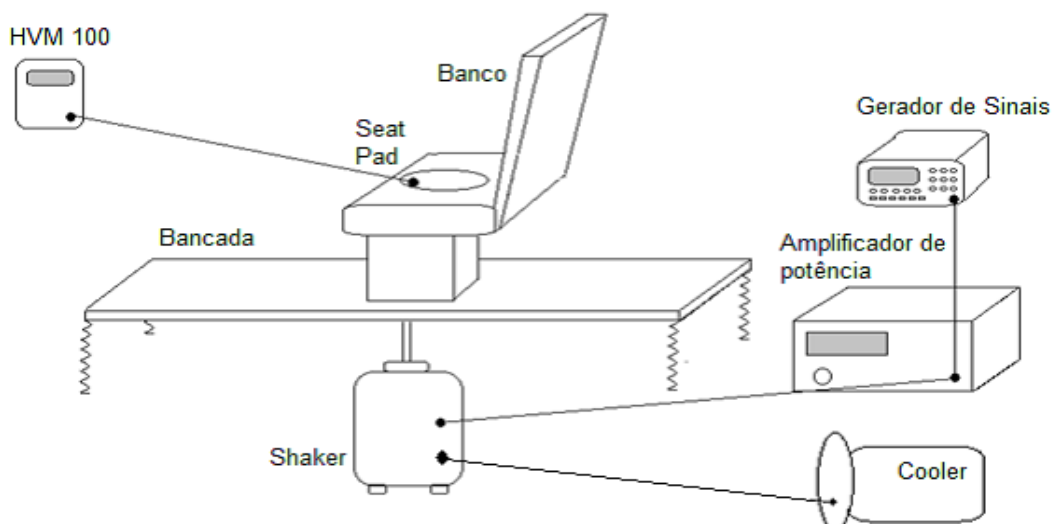


Figura 5.10 – Cadeia de instrumentos para medição de vibração de corpo inteiro sem ADV

indivíduo e foram feitos em uma faixa de frequência de 1 a 10  $Hz$  e depois de 10 a 80  $Hz$ . O tempo de medição para cada frequência foi estipulado em 40 segundos, uma vez que é necessário ultrapassar a faixa transiente de vibração e obter um valor de aceleração constante. A Figura 5.11(a) é possível ver a medição com o ADV fixado no ponto 5 e a figura 5.11(b) mostra em detalhe, o ADV fixado no ponto 1.

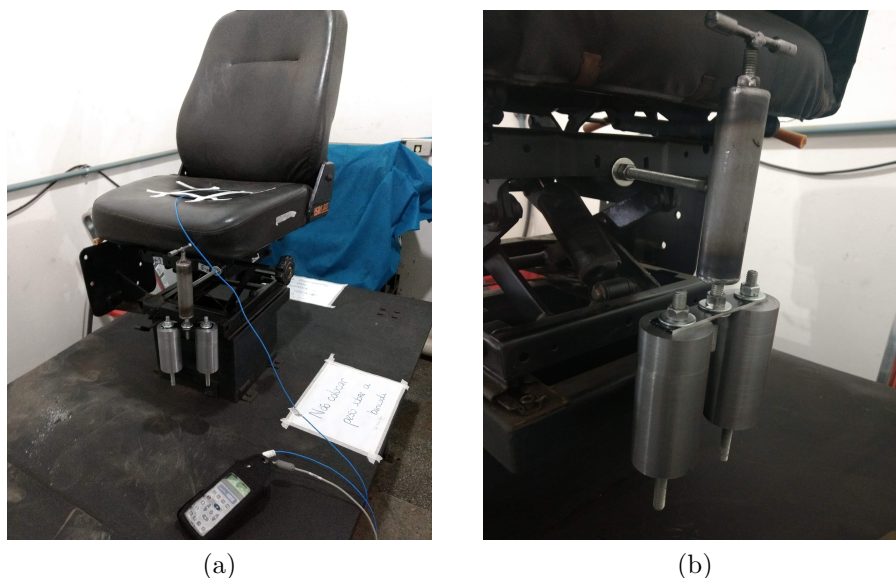


Figura 5.11 – Instrumentação para medição da vibração de corpo inteiro com o ADV localizado: (a) no ponto 5 e (b) detalhe do ADV no ponto 1

As etapas 4, 5 e 6 do experimento 2 transcorreram de forma semelhante, porém, foi adicionado um ocupante de 75 kg, altura de 1,89 m e IMC equivalente a 21, sobre a bancada. Neste ensaio foi considerado o ADV posicionado na posição 1 e 5 da estrutura do assento, e teve como objetivo analisar o efeito da inclusão do ocupante no comportamento do ADV. A Figura 5.12 mostra o ocorrido.



Figura 5.12 – Medição de vibração de corpo inteiro com ocupante para análise da interferência da inclusão de massa no funcionamento do ADV

Após as medições das acelerações nos pontos da estrutura do assento, parte-se agora para a realização das medições de vibração de corpo inteiro para demonstrar o funcionamento do ADV em determinadas condições.

Como mostrado no item anterior, os pontos de fixação estabelecidos possuem amplitudes bem próximas, sendo assim, nesse experimento foi analisado a atuação do ADV nos dois pontos melhores de fixação, ponto 1 e 5. Ressalta-se também que este ensaio foi realizado primeiramente sem indivíduo, com um ganho de 50 graus no amplificador e uma amplitude de  $600\text{ mVrms}$  para todas as frequências, e os dados coletados podem ser vistos na tabela 5.2 a seguir.

Tabela 5.2 – Resultados experimentais obtidos ao ensaiar a bancada de 1 a 10  $Hz$  sem ADV, com ADV no ponto 1 e no ponto 5, sem indivíduo

Medições de vibração de corpo inteiro - Sem indivíduo			
Frequência (Hz)	Sem ADV	Com ADV Ponto 1	Com ADV Ponto 5
1	0,110	0,118	0,106
2	0,034	0,313	0,32
3	0,076	0,403	0,598
4	0,159	0,621	0,665
5	<b>0,8</b>	<b>0,249</b>	<b>0,21</b>
6	1,15	0,882	1,02
7	1,3	1,25	1,4
8	1,46	3,91	3,51
9	1,84	2,14	2,27
10	1,05	1,37	2,21



A fim de facilitar a comparação, gerou-se gráficos com os valores da tabela acima, onde é possível identificar os valores obtidos e comparar os valores em nas configurações possíveis. Sendo assim, a figura 5.13(a) mostra o gráfico dos valores coletados com a configuração da bancada sem ADV e com o ADV instalado no ponto 1, com a frequência variando de 1 a 10  $Hz$ .

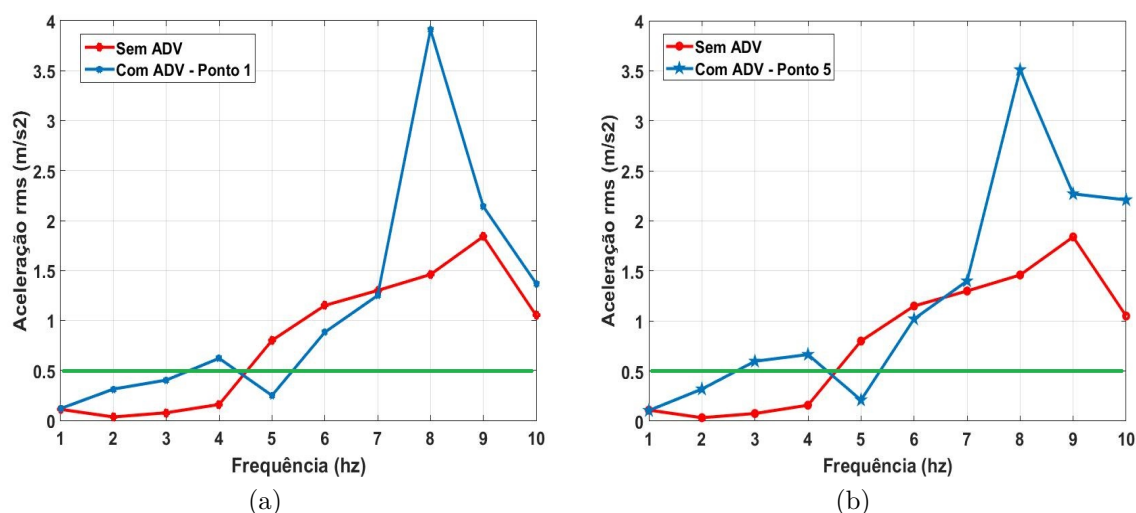


Figura 5.13 – Resultados das medições das acelerações (a) sem ADV e com ADV no ponto 1 e (b) sem ADV e com ADV no ponto 5, ambos sem indivíduo

No gráfico (fig. 5.13(a)) também é possível identificar uma diminuição relevante da aceleração na frequência de 5  $Hz$ , a qual o ADV foi projetado, provando assim a eficiência do dispositivo quando fixado no ponto 1 do assento e sem a presença de indivíduo. Na Figura 5.13 também é possível identificar que o valor encontrado para a aceleração em 5  $Hz$  com a presença do ADV está abaixo da linha referente ao limite de ação estabelecido pela norma NHO09 ( $<0,5 m/s^2$ ), ou seja, o dispositivo contribuiu para uma mudança da zona de ação para a região aceitável, segundo a norma.

Semelhante ao ensaio anterior, fixou-se o ADV no ponto 5 e obteve os valores de aceleração, vistas na figura 5.13(b). Como explicado no capítulo 3 desta monografia, a inclusão de um ADV em um sistema, ocasiona uma modificação das amplitudes nas demais frequências. Este fato é claramente percebido nos gráficos das figuras 5.13(a) e 5.13(b), onde há um aumento das amplitudes antes e depois da frequência de 5  $Hz$ . Entretanto, no ponto 5, há um aumento significativo da aceleração  $rms$  na frequência de 10  $Hz$ , o que pode gerar algum efeito negativo tanto para o condutor, quanto para a estrutura do veículo em si.

Por fim, visando comparar a aceleração coletada com o ADV instalado no ponto 1 e ponto 5, gerou-se o gráfico ilustrado na figura 5.14, onde é possível ver a pouca diferença de amplitude mensurada na frequência de 5  $Hz$ .

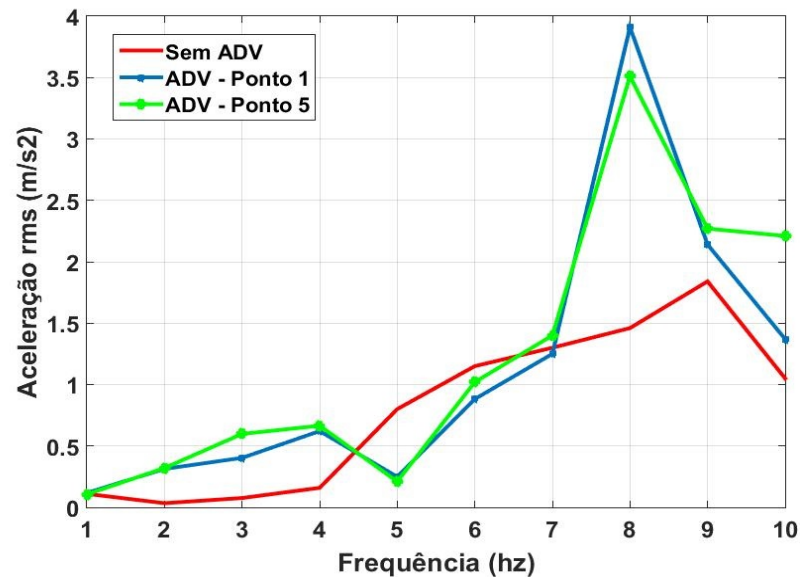


Figura 5.14 – Valores das acelerações obtidas nos possíveis pontos de fixação do ADV

Como dito no item 5.1.4 coletou-se também os dados para a faixa de frequência de 10 a 80  $Hz$  nas configurações de bancada sem ADV, com ADV no ponto 1 e ADV no ponto 5, como é possível ver nas figuras 5.15(a), 5.15(b), uma comparação entre sem ADV e ADV no ponto 1 e, sem ADV e ADV no ponto 5, respectivamente. Os valores do ganho no amplificador e amplitude do gerador de sinais foram aplicados seguindo dados coletados por Moore (2017), o qual sugere os valores ideais de acordo com as limitações da bancada experimental.

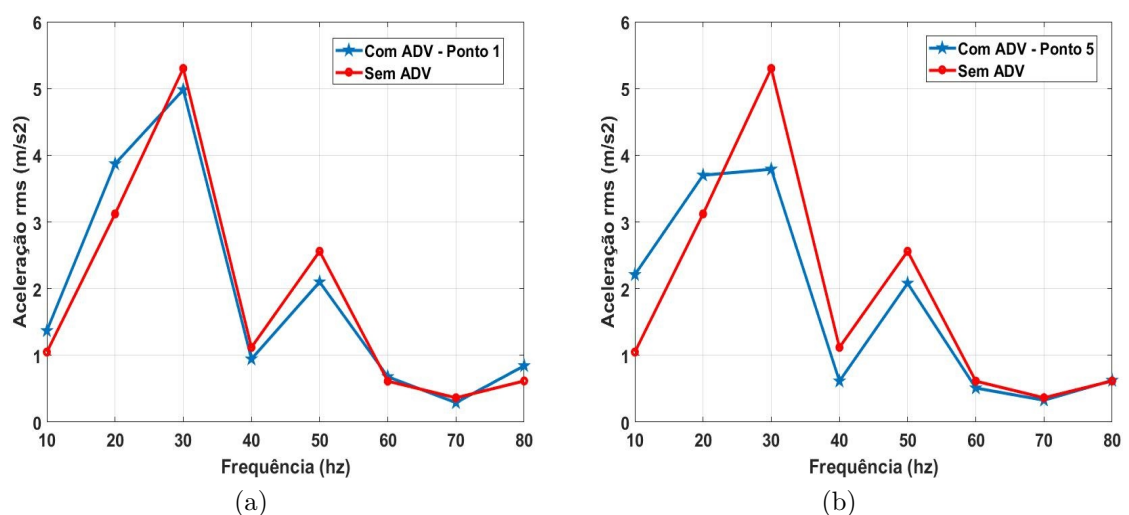


Figura 5.15 – Instrumentação para medição da vibração de corpo inteiro com o ADV localizado: (a) no ponto 5 e (b) detalhe do ADV no ponto 1

Visando comparar as curvas obtidas com o ADV instalado no ponto 1 e no ponto 5, na faixa de frequência de 10 a 80  $Hz$ , obteve-se o gráfico presente na figura 5.16.

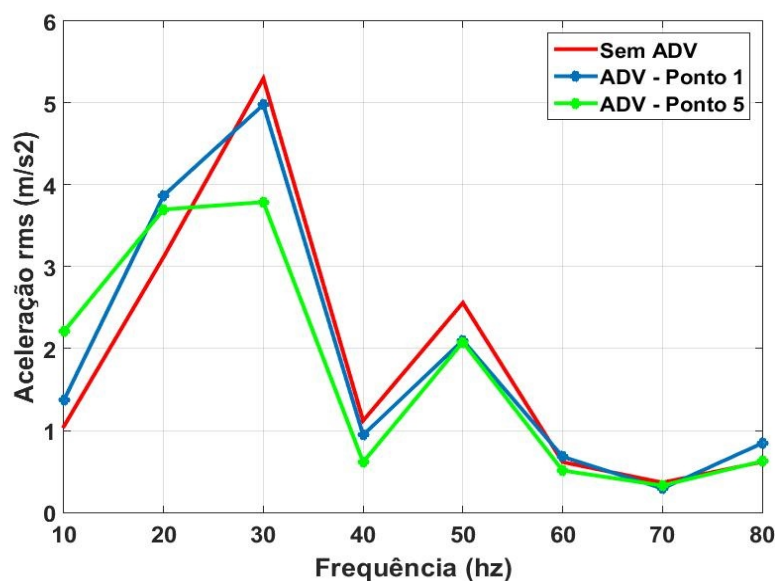


Figura 5.16 – Valores das acelerações obtidas nos possíveis pontos de fixação do ADV

A segunda parte desse experimento teve a inclusão do indivíduo, com características supracitadas. O ensaio foi realizado sem ADV e com ADV posicionado no ponto 1 e 5, varrendo uma faixa de frequência de 1 a 10  $Hz$ . O ganho do amplificador continuou em 50 graus e a amplitude do sinal em 600  $mVrms$ . Com o absorvedor fixado no ponto 5, contribuiu para um aumento no valor da aceleração, justificando novamente a escolha por fixar o ADV no ponto 1 do assento. Os dados coletados no ponto 1 podem ser vistos na tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Resultados experimentais obtidos ao ensaiar a bancada de 1 a 10  $Hz$  sem ADV e com ADV no ponto 1, com indivíduo

Medições de vibração de corpo inteiro - Com indivíduo		
Frequência (Hz)	Sem ADV	Com ADV Ponto 1
1	0,0486	0,05490
2	0,04060	0,03730
3	0,09470	0,06420
4	0,178	0,129
5	<b>0,217</b>	<b>0,15</b>
6	0,237	0,159
7	0,338	0,22
8	0,427	0,312
9	0,435	0,378
10	0,457	0,355

Novamente, visando facilitar a comparação dos dados coletados com o absorvedor e com o ADV fixado no ponto 1, gerou-se os gráficos, onde a figura 5.17(a) ilustra o funcionamento na faixa de 1 a 10  $Hz$  e a figura 5.17(b) mostra em um intervalo de 10 a

80  $Hz$ .

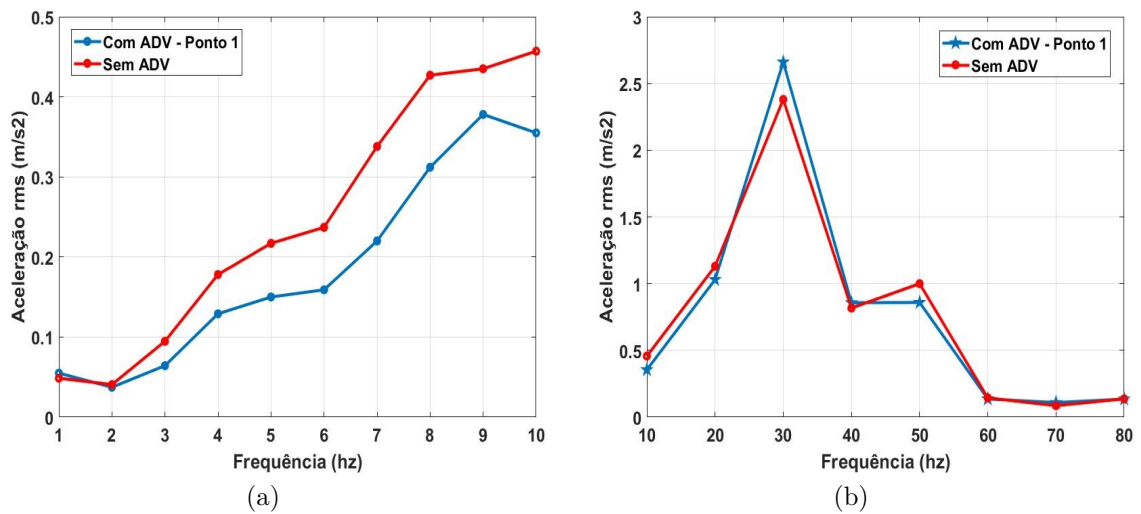


Figura 5.17 – Resultados das medições das acelerações (a) sem ADV e com ADV no ponto 1 de 1 a 10  $Hz$  e (b) de 10 a 80  $Hz$ , ambos com indivíduo

É possível identificar uma diminuição na aceleração de 1 a 10  $Hz$  quando fixado o ADV no ponto 1. Entretanto, o ADV obteve um resultado negativo quando fixado no ponto 5, uma vez que foi identificado um leve aumento no valor da aceleração em determinadas frequências no intervalo de 1 a 10  $Hz$ , conforme citado acima. Este fenômeno pode ser explicado visto que o absorvedor contribuiu para gerar alguma ressonância no assento ou em algum elemento da bancada experimental, fazendo com que a amplitude da vibração aumentasse.

## 6 Conclusões

O objetivo do trabalho foi projetar e implementar um absorvedor dinâmico de vibrações (ADV) para atenuar frequências prejudiciais ao corpo humano. A dissertação foi subdividida em 5 capítulos, onde, primeiramente, foi realizado um amplo estudo bibliográfico em trabalhos posteriores para estabelecer quais as principais frequências que estão associadas à patologias mais incidentes em motoristas de ônibus por conta do alto índice de exposição à vibração durante a jornada de trabalho.

Posteriormente, mediante uma pesquisa dos principais trabalhos que propuseram absorvedores a fim de atenuar vibrações em frequências específicas, foi possível analisar ideias de concepção de outros autores, contribuindo para a formalização do projeto desse trabalho. Neste contexto, foi apresentado todo o referencial teórico acerca de absorvedores dinâmicos de vibração, bem como demonstrar a diferença entre tipos de ADV e aplicações em mecanismos reais.

Diante disso, com a ideia do ADV concretizada, foi iniciada a determinação dos parâmetros (massa e rigidez) através de cálculos analíticos e, assim, pode-se realizar o projeto dos elementos construtivos constituintes, como bloco de massa, mola, hastes e itens de fixação. Com o projeto finalizado, realizou-se a fabricação dos elementos utilizando processos específicos para cada um, e por fim a montagem final do dispositivo absorvedor.

Após a fabricação, notou-se alguns pontos que podem ser melhorados no projeto, como por exemplo a haste interna. Percebeu-se através da manipulação que a rosca da haste gera uma força de atrito com a mola, o que altera a rigidez do sistema. A solução seria implementar uma haste sem rosca para reduzir o atrito da haste com a mola. Outro ponto que pode ser melhorado na haste é criar estrias, a fim de restringir a rotação do sistema em torno do seu próprio eixo. Ainda se tratando da parte interna do ADV, seria ideal adicionar uma bucha fabricada de tecnil, com o intuito de restringir o movimento da haste apenas no sentido vertical.

Dado início aos ensaios experimentais, obteve-se resultados satisfatórios quanto à eficiência do ADV, visto que reduziu significativamente a amplitude da vibração na frequência determinada, a qual ele foi projetado. A redução nos valores de aceleração *rms* contribuíram para causar um decaimento da aceleração que estava localizada em uma região considerada como situação insalubre ao motorista, para uma região definida como normal, segundo orientações presente na Norma NHO09.

Por fim, mesmo sendo um projeto considerado simples e economicamente viável, o dispositivo forneceu em resultados satisfatórios, uma vez que possui fabricação simples e permite fixação descomplicada em diferentes tipos de assentos, bem como possui adapta-

ção para incluir massa ao ADV, visando uma sintonização com o sistema dito primário.

# Referências

- ALMEIDA, S. F. et al. Avaliação da exposição ocupacional à vibração de corpo inteiro em máquinas de colheita florestal. *CERNE*, 2015. 12
- ANAND, S. et al. Tuned mass dampers in passenger cars. In: *The Engineering Design. IN Conference*. Bangalore, India: [s.n.], 2007. 8, 14, 15
- ASSUNÇÃO, A. A.; PIMENTA, A. M. A exposição à vibração e a hipertensão arterial em trabalhadores do transporte coletivo metropolitano. *Revista Brasileira de Saúde Ocupacional*, 2015. 10
- AYARI, H. et al. Evaluation of lumbar vertebra injury risk to the seated human body when exposed to vertical vibration. *Journal Sound and Vibration*, v. 321, 2009. 10
- AYDAN, G. et al. Application of tuned mass dampers and lever type vibration isolator to the quarter-car model in order to increase ride comfort. *10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, 2010. 8, 15, 16
- BLOOD, R. P. et al. Whole body vibration exposures in metropolitan bus drivers: A comparison of three seats. *Journal of Sound and Vibration*, 2009. 10
- BOSHUIZEN, C. H. et al. Self-reported back pain in tractor drivers expose to whole-body vibration. *International Archives Occupational Environmental Health*, v. 62, p. 109 – 115, 1990. 2, 28
- BOVENZI, M. Epidemiological evidence for new frequency weightings of hand-transmitted vibration. *Industrial Health*, 2012. 10
- BOVENZI, M.; ZADINI, A. Self-reported low back symptoms in urban bus drivers exposed to whole-body vibration. *Spine*, Estados Unidos, v. 19, p. 1048 – 1059, 1992. 2, 28
- BRASIL. Decreto lei n. 5.452 de 01 de maio de 1943, art. 189. *Consolidação das Leis do Trabalho*, Brasília, DF, 1943. 4
- BRÉDER, F. V. et al. Prevalência de lombalgia em motoristas de ônibus urbano. *Revista Fisioterapia Brasil*, v. 7, p. 290 – 294, 2006. 2, 28
- CALLISTER, W. *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*. 7. ed. [S.l.]: LTC, 2008.
- CHEN, J. C. et al. Predictors of whole-body vibration levels among urban taxi drivers. *Ergonomics*, v. 46, 2003. 10
- CIAPPARINI, J. V. *Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012. 9, 29, 30
- CLARO, V. T. S. D.; RADE, D. A. Uma revisão sobre o projeto mecânico de absorvedor de vibração. *POSMEC*, 2015. 8, 24

- CUNHA, S. S. J. *Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 1999. 24
- FAISCA, R. G. *Caracterização de Materiais Viscoelásticos como Amortecedores Estruturais*. Dissertação (Mestrado) — COPPE/UFRJ, 1998.
- FERREIRA, T. S.; FARIA, M. T. C. Influência das vibrações geradas pelo motor sobre o conforto de passageiros em veículos terrestres. In: *VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*. Campina Grande, Paraíba: [s.n.], 2010. 8, 16, 17
- FIGUEIREDO, M. A. M. et al. Transporte coletivo: vibração de corpo-inteiro e conforto de passageiros, motoristas e cobradores. *The Journal of Transport Literature*, 2016. 11, 13, 14
- FRAHM, H. Device for damping vibrations of bodies. *US Patent 958*, 1911. 14, 20
- FREITAS, R. G. . F.; NAKAMURA, H. Y. Perda auditiva induzida por ruídos em motoristas de ônibus com motor dianteiro. *Saúde em Revista*, Piracicaba, São Paulo, v. 10, p. 13 – 19, 2003. 1
- FUNDACENTRO. Norma de higiene ocupacional: Nho09 - procedimento técnico - avaliação da exposição ocupacional a vibração de corpo inteiro. *Equipe de elaboração: Iron de Ângelo da Cunha, Eduardo Giampaoli*, São Paulo, SP, 2013. 11, 4
- GERR, F. E.; MANI, L. Work-related low back pain. *Occupational and environmental medicine*, v. 27, 2002. 2, 28
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: SAE, 1992. 29
- GRIFFIN, M. *Handbook of Human Vibration*. [S.l.]: Academic Press, 1990. 29
- GUEDES, A. V. et al. Experimental investigation of the dynamic behavior of stockbridge dampers. 2005. 8, 20
- HARTOG, J. P. D. *Vibrações nos sistemas mecânicos*. [S.l.]: Edgard Blucher, USP, 1972. 14, 23, 26
- HILL, T. E.; DESMOULIN, G. T.; HUNTER, C. Is vibration truly an injurious stimulus in the human spine? *Journal of Biomechanics*, v. 42, 2009. 2
- INMAN, D. J. *Engineering Vibration*. 4. ed. [S.l.]: Pearson, 1994. 9, 20, 24, 27, 32
- KELSEY, J. L.; HARDY, R. J. Driving of motor vehicles as a risk factor for acute herniated lumbar intervertebral disc. *American Journal of Epidemiology*, 1975. 5, 29
- KIRSTEN, J. *Suspension System Optisation to Reduce Whole Body Vibration Exposure on an Articulated Dump Truck*. Tese (Doutorado) — Stellenbosch University, 2005.
- KITAZAKI, S.; GRIFFIN, M. Resonance behaviour of the seated human body and effects of posture. *Journal of Biomechanics*, 1998. 29
- KORENEV, B. G.; REZNIKOV, L. M. *Dynamic Vibration Absorbers: Theory and Technical Applications*. [S.l.: s.n.], 1993. 20



- LEWIS, C. A.; JOHNSON, P. W. Whole-body vibration exposure in metropolitan bus drivers. *Occupational Medicine*, v. 62, 2012. 8, 11
- LOPES, J. L. Análise de vibração ocupacional de corpo inteiro em máquinas colhedoras de cana-de-açúcar. *Revista ABHO*, 2012. 11, 12
- MARRAS, W. S. Occupational low back disorder causation and control. *Ergonomics*, v. 43, p. 880 – 902, 2000. 2, 28
- MENDES, R.; DIAS, E. C. Da medicina do trabalho à saúde do trabalhador. *Revista de Saúde Pública*, São Paulo, v. 25, p. 341 – 349, 1991. 1
- MOORE, H. F. *Desenvolvimento de uma bancada de testes experimentais para estudos sobre vibrações de corpo inteiro em assento veicular*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2017. 8, 9, 10, 5, 6, 40, 44, 46, 50
- NUNES, M. A. A.; SILVA, R. C. Whole-body vibration measurements in intercity bus drivers: A comparison among different roads of central region of Brazil. In: *The 22nd International Congress on Sound and Vibration*. Florencia, Itália: [s.n.], 2015. 8, 12, 13
- OLIVEIRA, H. S. *Análise de um absorvedor dinâmico de vibrações pseudoelástico*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2014. 8, 9, 21, 25
- PIRES, K. L. et al. Projeto e construção de neutralizador dinâmico de vibração, utilizando molas de aço helicoidais. *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, 2016. 9, 31
- PITELLA, B. D. A. *Investigação da Eficiência de Materiais Viscoelásticos para Redução de Vibrações em Risers*. Dissertação (Mestrado) — COPPE/UFRJ, 2006.
- POPE, M. H. et al. Factors affecting the dynamic response of the seated subject. *Journal of Spinal Disorders*, 1990. 10, 29
- QUEIROZ, J. A. S. et al. Análise de estruturas flexíveis com aplicação de materiais viscoelásticos. *8 Congresso Nacional de Mecânica Experimental*, 2010.
- RAO, M. D. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, 2003.
- RAO, S. *Mechanical vibrations*. 4. ed. [S.l.]: Pearson, 2004. ISBN 978-0130489876. 22, 27
- ROSA, R. C.; HOLANDA, R. V. Redução de vibração em uma viga bi-apoiada com neutralizador dinâmico de vibrações instalado. *Revista Tecnica*, 2016. 9, 30, 31
- SACCO, N. C. I. et al. Avaliação de posturas sentadas em automóvel: implicações da antropometria – estudo de caso. *Revista Fisioterapia e Pesquisa*, v. 10, p. 34 – 42, 2003. 2, 28
- SEBASTIÃO, B. A.; MARZIALE, M. H. P. A vibração como um fator de risco para a saúde ocupacional. *Cienc Cuid Saude*, 2008. 10
- SEIDEL, H. On the relationship between whole-body vibration exposure and spinal health risk. *Industrial Health*, Kawasaki, v. 43, p. 361 – 377, 2005. 8, 3

- SEKULIC, D. et al. Effect of shock vibrations due to speed control humps to the health of city bus drivers. *Scientific Research and Essays*, 2012. 10
- SHIGLEY, J. E. et al. *Projeto de engenharia mecânica*. [S.l.: s.n.], 2005. 35
- SILVA, C. W. *Vibration: Fundamentals and Practice*. 1. ed. [S.l.]: CRC Press, 1999. 20, 24
- SILVA, G. W.; OLIVEIRA, L. B. *Modelagem, simulação e projeto de absorvedores passivos de vibrações em pontes*. type, 2015. 9, 30, 31
- SILVA, L. F.; MENDES, R. Exposição combinada entre ruído e vibração e seus efeitos sobre a audição de trabalhadores. *Revista Saúde Pública*, 2005. 5
- STAYNER, R. Whole body health affects-vibration on shock. In: *2nd International Conference on Whole-Body Vibration Injuries*. Siena, Itália: [s.n.], 2000. 10
- TIEMESSEN, I. J. H. et al. Low back pain in drivers exposed to whole body vibration: analysis of a dose-response pattern. *Institute of Occupational Health*, 2008. 5, 10
- TSUKIMOTO, G. R. et al. Avaliação longitudinal da escola de postura para dor lombar crônica através da aplicação dos questionários roland morris e short form health survey (sf-36). *Revista Acta Fisiátrica*, v. 13, p. 63 – 69, 2006. 1
- WASSERMAN, D. E. Human aspects of occupational vibration. *Seminars in Peinatology*, 1987. 29
- XU, X. et al. Application of dynamic vibration absorber in noise control of whole vehicle. *Applied Mechanics and Materials*, v. 226-228, p. 423–426, 2012. 8, 17, 18
- ZANOL, E. J. *Avaliação dos níveis de vibração de corpo inteiro sofridos por motoristas de ônibus urbanos em diferentes tipos de pistas*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014. 1, 4

# Anexos

# ANEXO A – Desenhos técnicos do ADV

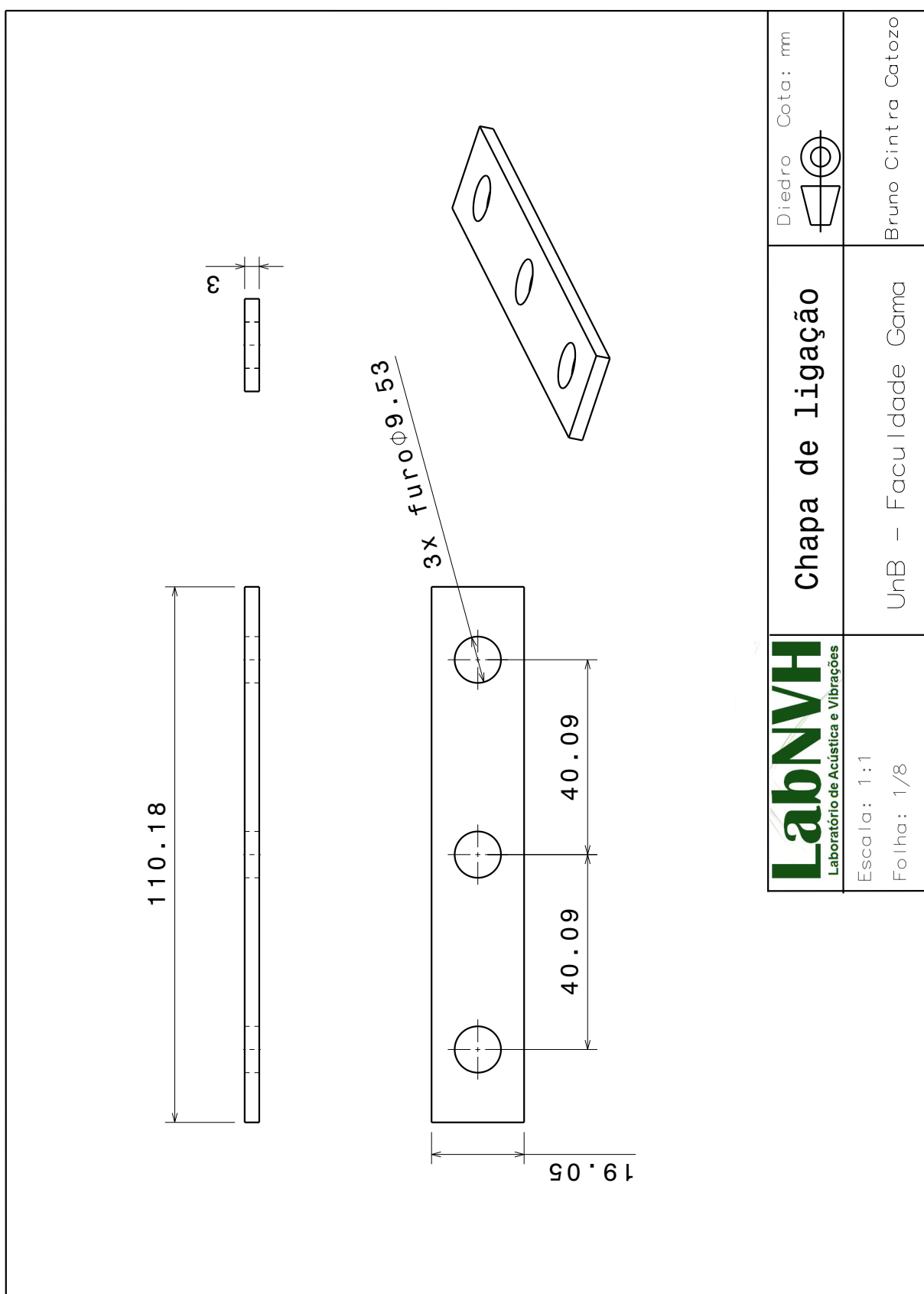


Figura A.1 – Desenho técnico da chapa de alumínio com 3 mm de espessura

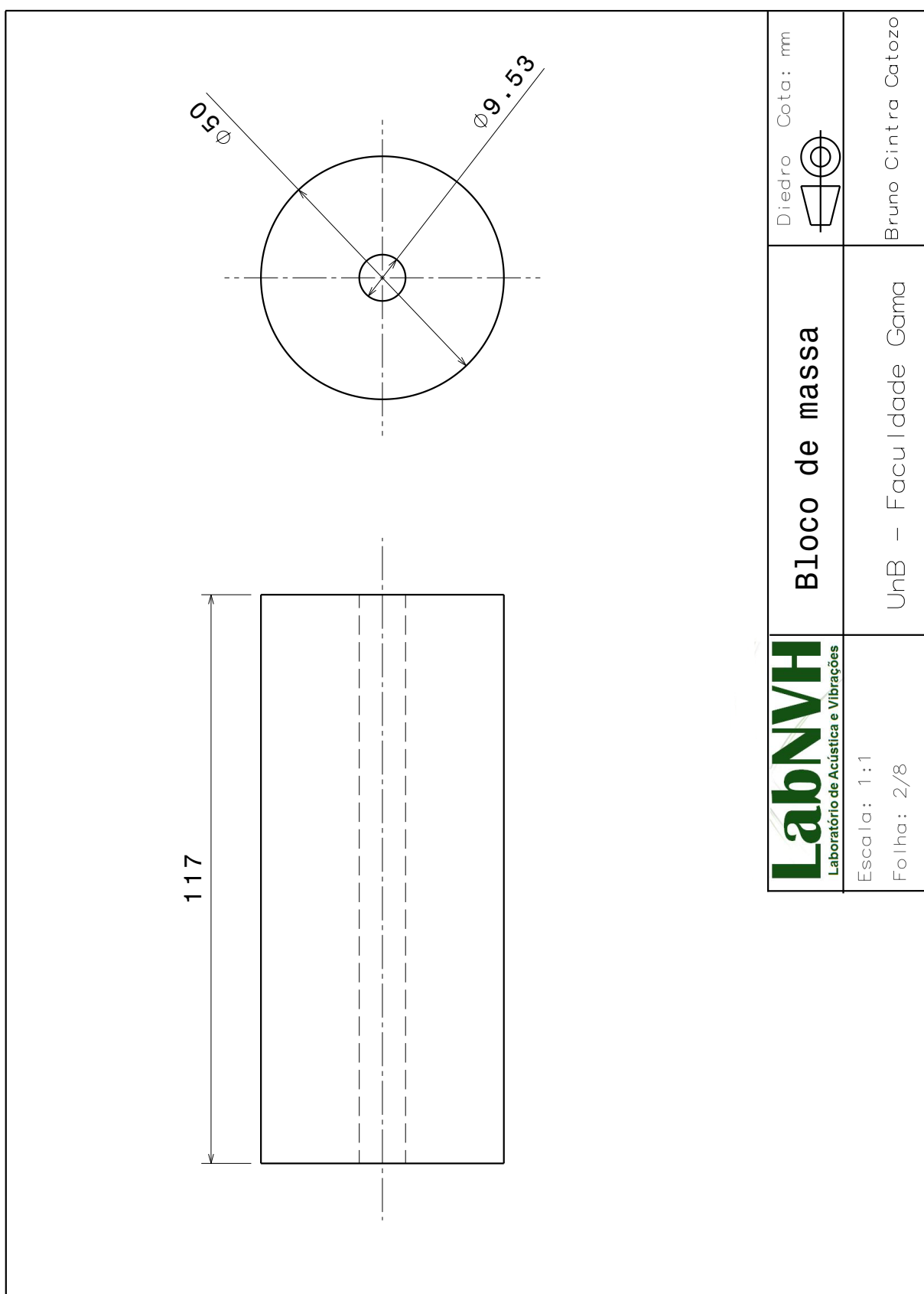
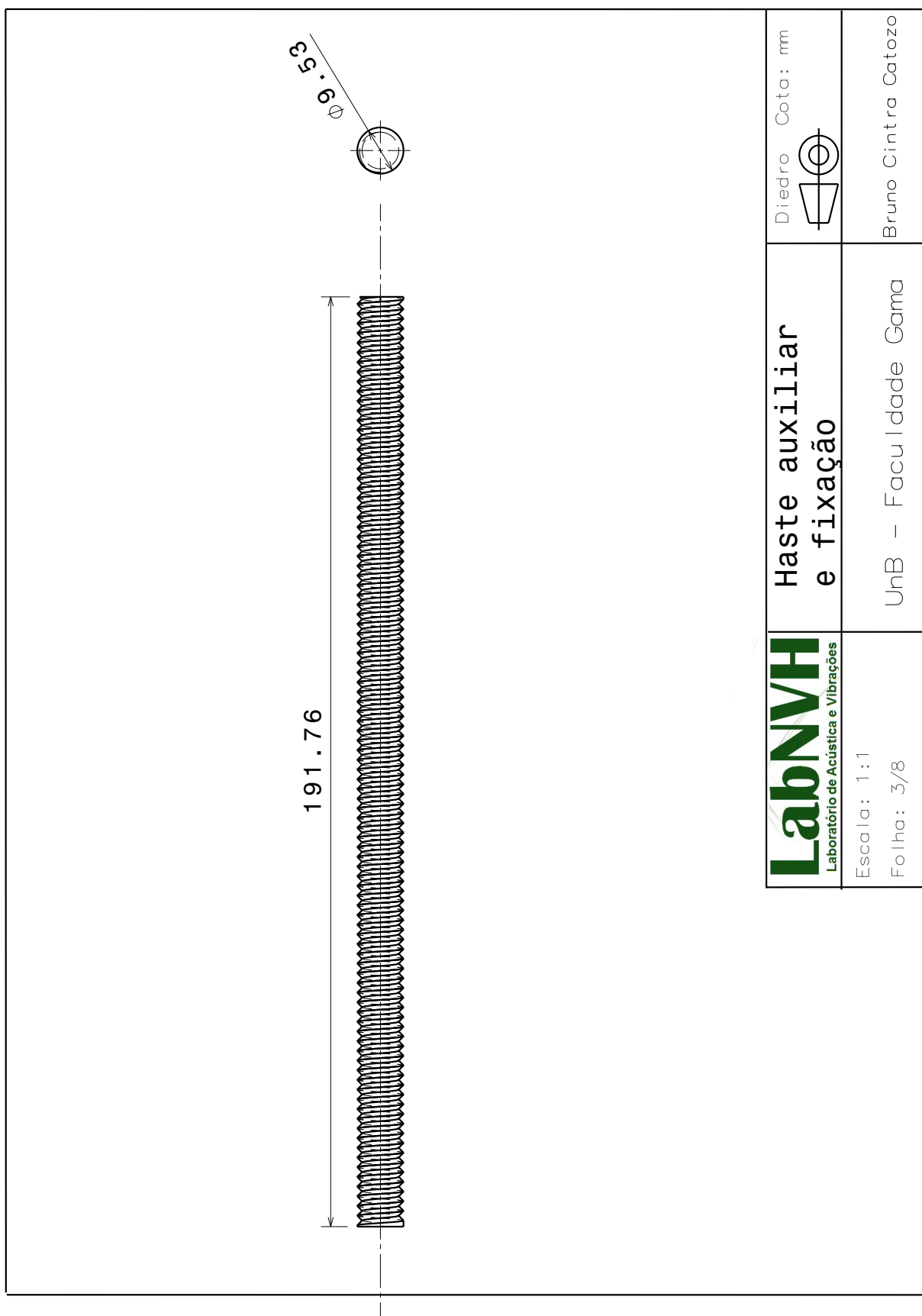


Figura A.2 – Desenho técnico dos cilindros de aço SAE 1020



<p><b>LabNVH</b> Laboratório de Acústica e Vibrações</p>	<p><b>Haste auxiliar e fixação</b></p>	<p>Diedro Cota: mm</p> 
<p>Escala: 1:1 Folha: 3/8</p>	<p>UhB – Faculdade Gama</p>	<p>Bruno Cintra Catozo</p>

FORMATO: A4

Figura A.3 – Desenho técnico da haste auxiliar feita a partir de varão rosqueável

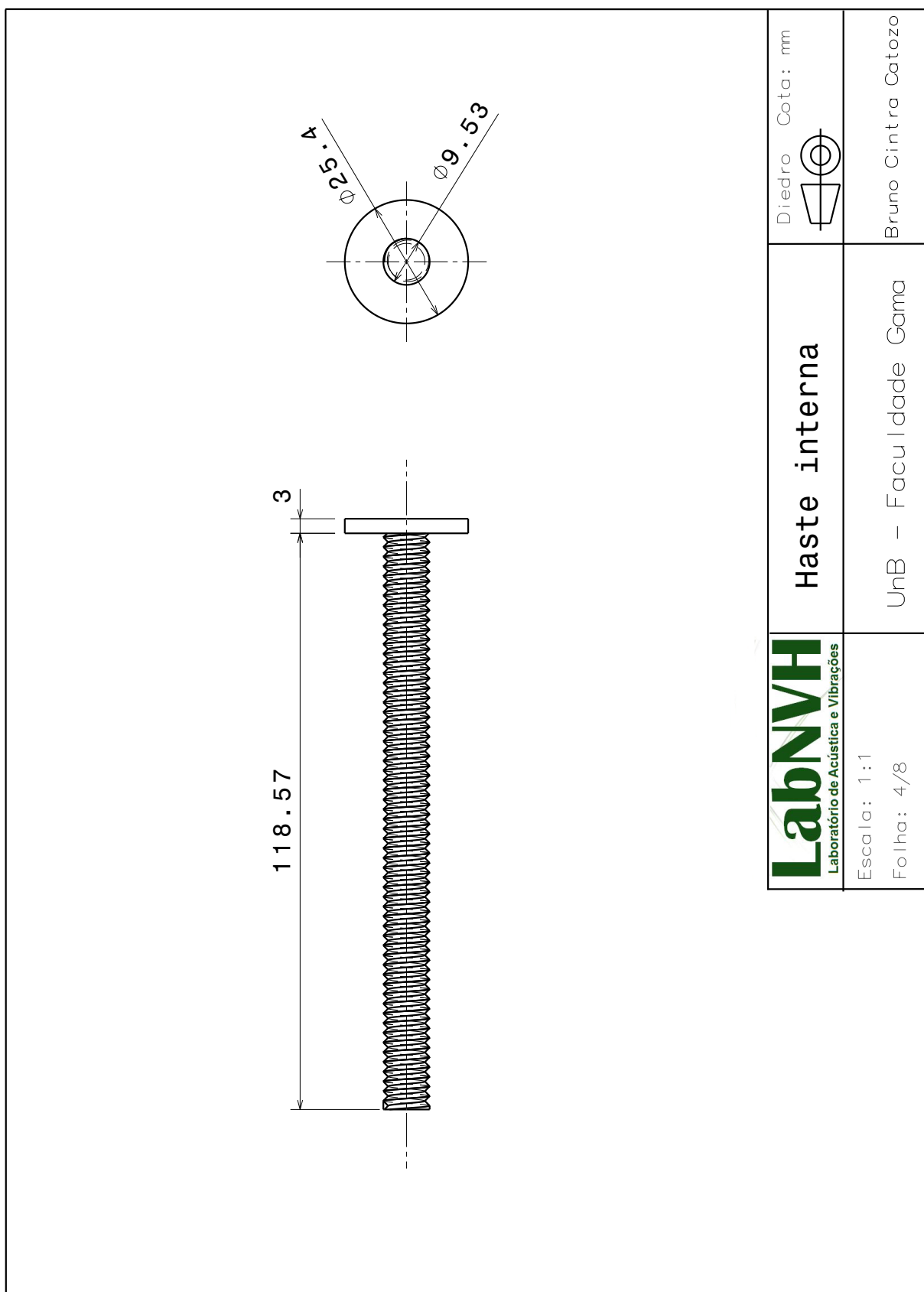


Figura A.4 – Desenho técnico da haste interna feita a partir de varão rosqueável



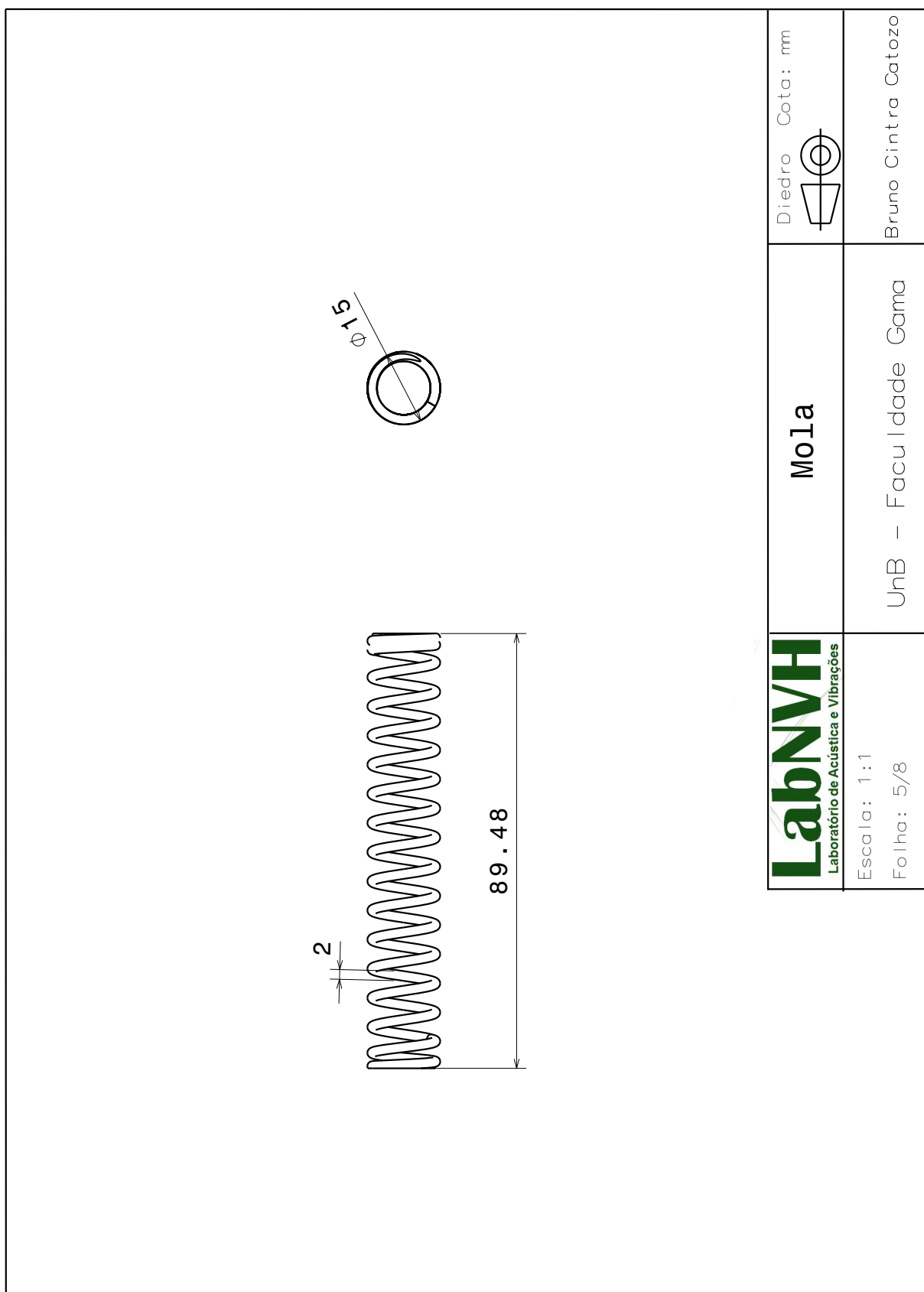


Figura A.5 – Desenho técnico da mola de aço SAE 1070.

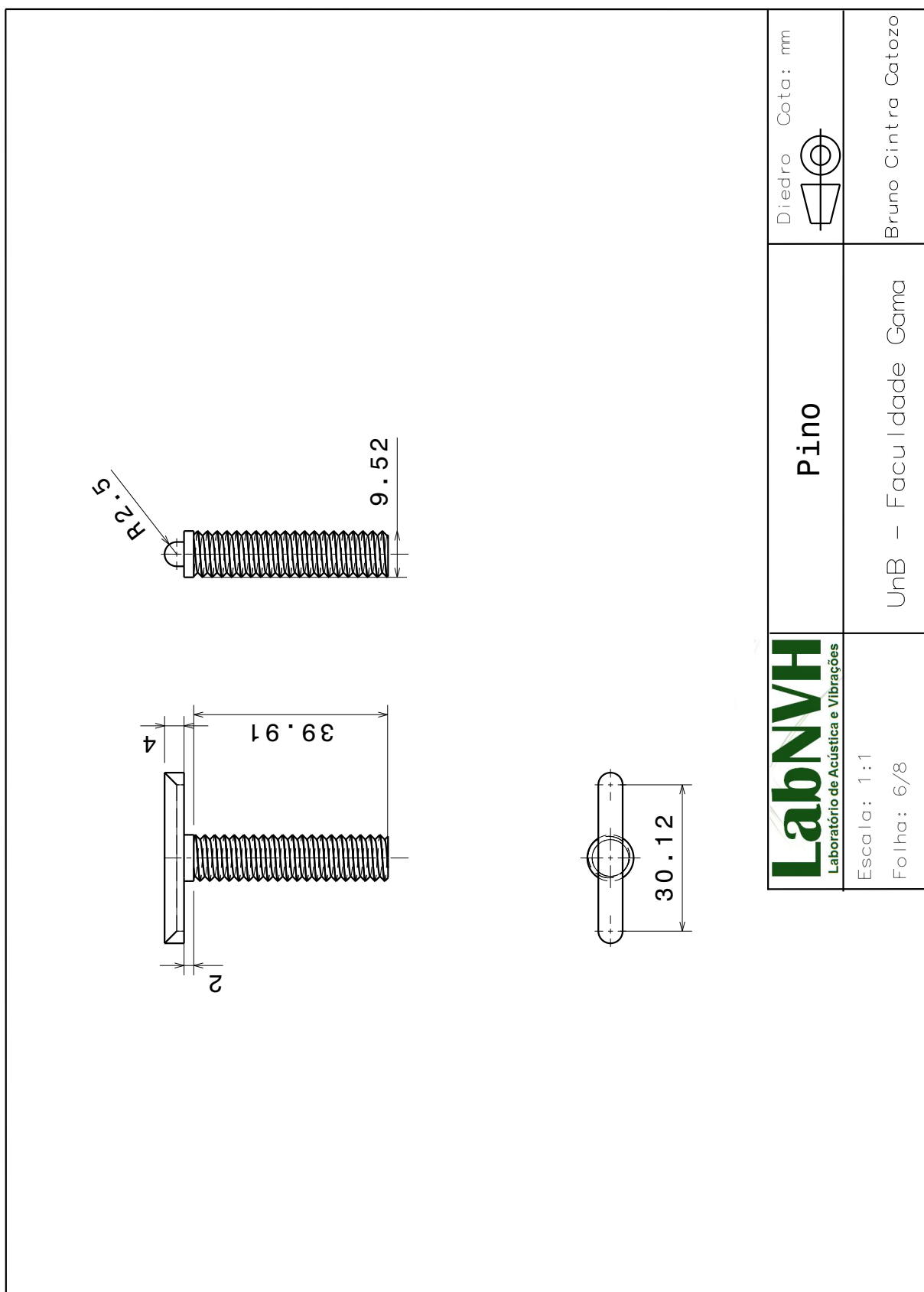


Figura A.6 – Desenho técnico do pino superior de aço SAE 1020

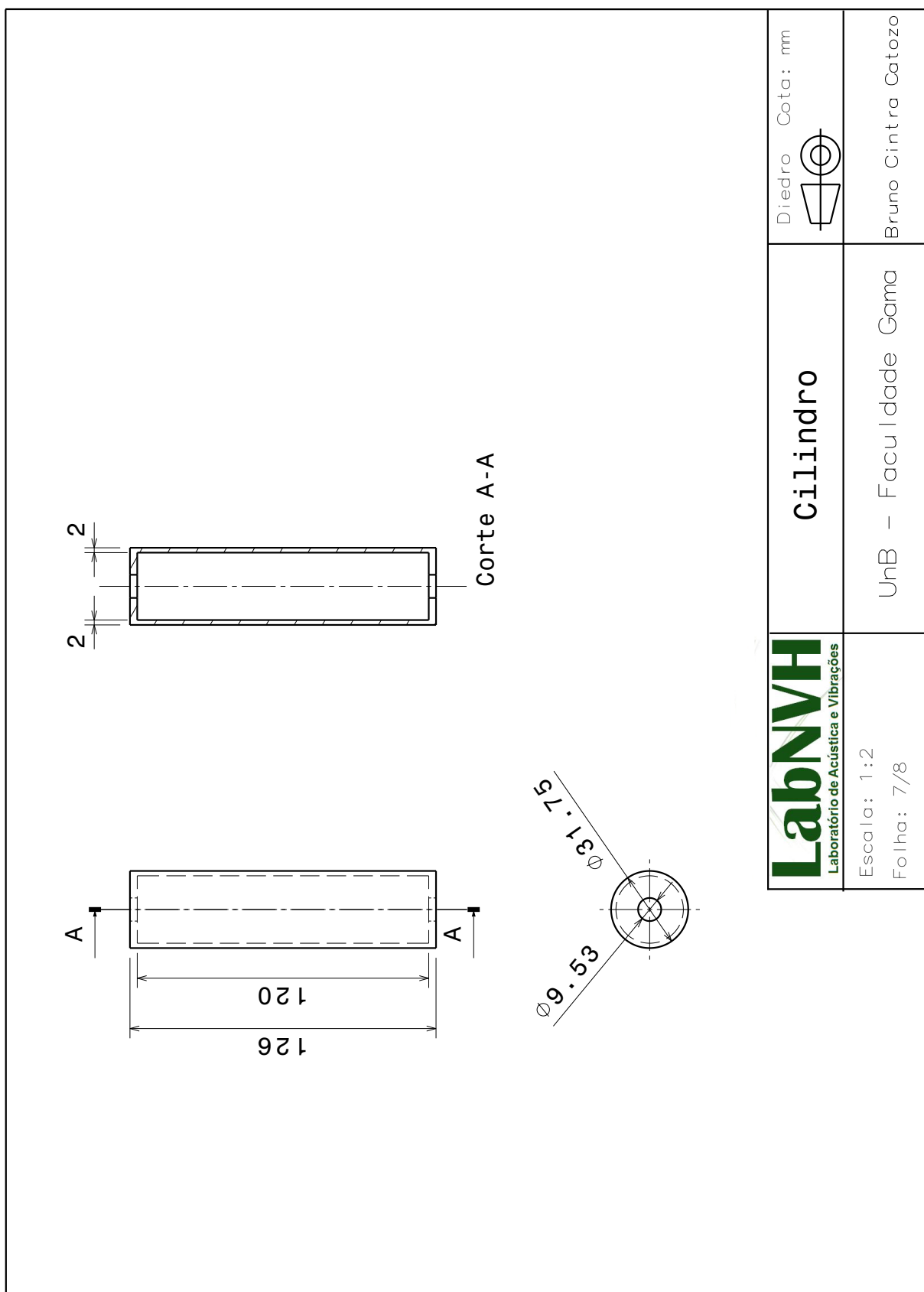


Figura A.7 – Desenho técnico da estrutura externa do ADV

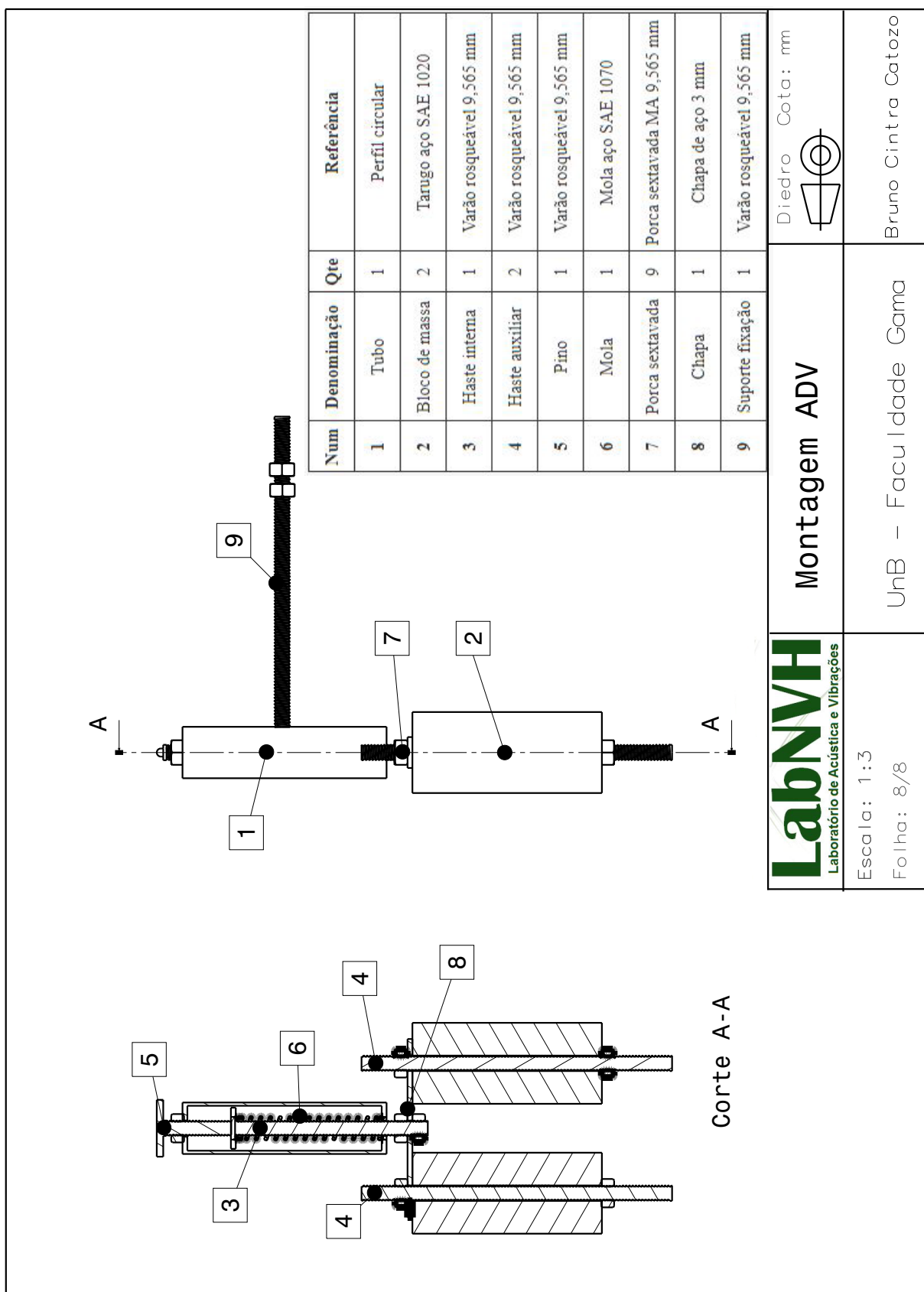


Figura A.8 – Montagem final do ADV com detalhamento dos componentes