

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
Campus DIVINÓPOLIS
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA

Romulo José da Silva Júnior

PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE ABSORVEDOR DINÂMICO DE
VIBRAÇÕES COM CONTROLE EMBARCADO.



Divinópolis
2017

Romulo José da Silva Júnior

PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE ABSORVEDOR DINÂMICO DE
VIBRAÇÕES COM CONTROLE EMBARCADO.

Monografia de Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Colegiado do Curso de Engenharia
Mecatrônica como parte dos requisitos exigidos
para a obtenção do título de Engenheiro Mecatrônico.

Áreas de integração: Mecânica e Controle.

Orientador: Lúcio Flávio Santos Patrício
Coorientador: Valter Júnior de Souza Leite



Divinópolis
2017

S586p Silva Júnior, Rômulo José.
Projeto e implementação de absorvedor dinâmico de vibrações com controle embarcado. - Divinópolis, 2017.
110f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Lúcio Flávio Patrício Santos.
Coorientador: Prof. Dr. Valter Júnior de Souza Leite.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Colegiado de Graduação em Engenharia Mecatrônica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas.

1. Mecânica. 2. Controle embarcado. 3. Dinâmica - Absorvedor. 4. Vibração. 5. Dispositivos mecatrônicos. 6. Massa - Deslocamento. I. Santos, Lúcio Flávio Patrício. II. Leite, Valter Júnior de Souza. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDU: 62(043)

(Catalogação - Biblioteca Universitária – Campus Divinópolis – CEFET-MG)

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
Campus DIVINÓPOLIS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA

Monografia intitulada “PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES COM CONTROLE EMBARCADO”, de autoria do graduando Romulo José da Silva Júnior, aprovada pela banca examinadora constituída pelos seguintes professores:

Prof. Dr. Valter Júnior de Souza Leite - Coorientador
CEFET/MG *Campus V*

Prof. Dr. Emerson de Sousa Costa
CEFET/MG *Campus V*

Prof. Dr. Luiz Claudio Oliveira
CEFET/MG *Campus V*

Prof. Dr. Lúcio Flávio Santos Patrício
Coordenador do Curso de Engenharia Mecatrônica
CEFET/MG *Campus V*

Divinópolis
2017

Agradecimentos

Agradeço,

- primeiramente a Deus, sem ele nada é possível. Meu pilar de força neste mundo, proporcionando fé e ânimo para que eu siga frente.
- a minha Família, por todo apoio, carinho e amor. Em especial meus pais (Romulo e Márcia) pela paciência, compreensão e suporte; e ao meu irmão (Gabriel Henrique); por proporcionar bons momentos para que eu recuperasse o folego.
- aos Prof. Doutores Lúcio Flávio Santos Patrício e Valter Júnior de Souza Leite, por serem mais que orientadores. São fonte de inspiração e exemplos para o meu desenvolvimento acadêmico e pessoal.
- ao Prof. Doutor Rodrigo Alves, pela revisão ortográfica e gramatical do texto, pela paciência e pela amizade.
- ao Prof. Doutor Luís Felipe, pela revisão de adequação do trabalho para com as normas acadêmicas e pela amizade.
- ao corpo docente e funcionários do CEFET MG campus V, pela colaboração e atenção.
- aos colegas de graduação, pelo suporte e pelos ótimos momentos em conjunto.
- ao Prof. Mestre Athos Obvioslo Carvalho, pela colaboração na análise mecânica dinâmica do projeto.
- a Isabella Campos Alves, pelo carinho e companheirismo. Por ter sido a minha fonte de força e ter estado ao meu lado nos momentos de complicação. Por ser aquela que me ensinou que, mesmo sendo difícil não devemos desistir de tentar. Serei eternamente grato por ter lhe conhecido.
- aos meus grandes amigos Luana Ribeiro, Larissa Nayara, Pâmela Matidone, Bianca França, Samuel Barbosa, Gustavo Gonçalves, Bruna Mendonça, Thaís Campos, Rafael Silveira, Mário Cipriano, Julie Correia, Laura Silva, Clarissa Assis, Luisa Teixeira, Tulio Souza, Vinícius Henrique, pelo apoio durante essa árdua caminhada, proporcionando forças e ânimo para seguir em frente.

- aos grupos da igreja: Coral Resgate, Coral Anjos, Coral Arcanjos, Filhos da Luz e Sambalelua por me guiarem no caminho da fé, proporcionando confiança e paz.
- ao colégio integral, por fazer parte não somente da minha formação acadêmica, mas também da minha formação como ser humano.

Conhecimento é poder, virtuoso é aquele que o aplica em prol do mundo. A construção do saber requer mais do que esforço, depende do ser, do amor, das amizades, até mesmo a dor tem seu espaço na busca do entendimento. Humanos somos e o mundo pode lhe ferir, lhe roubar motivos para ser feliz mas, os frutos do teu esforço, o teu conhecimento, nada há de destruir.

Romulo Júnior

Resumo

O estudo das vibrações e formas de atenuação em projetos mecânicos é de suma importância, uma vez que essas vibrações podem acelerar o processo de deterioração. Com isso, reduz-se a vida útil, aumentando custo de manutenção, comprometendo a segurança das operações e dos indivíduos associados à estrutura. Atualmente, um dispositivo amplamente utilizado para tratar o efeito das vibrações indesejadas é o Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV), que, por sua vez, remete à adição de um sistema massa-mola em uma estrutura. Tal fator insere no sistema principal um novo grau de liberdade, transferindo-se, assim, grande parte da energia vibracional para o corpo de menor massa. O ADV pode ser classificado por dois tipos: ativo e passivo. O primeiro é fixo e limita-se somente a situações pré-definidas em projeto. Já o segundo é capaz de adaptar-se para mitigar diferentes excitações oriundas do meio em que está inserido. Assim sendo, foram incorporadas práticas de controle para a realização de um deslocamento vertical de uma massa, instalada em um artefato que simula uma estrutura sujeita à vibrações indesejáveis, cuja amplitude e frequência foram monitoradas por meio de um sistema de coleta de dados. Para isso, o sistema foi modelado, tratando-se as não linearidades, para que assim, os dados fossem empregados no projeto de controladores, levando em conta a teoria base para os cálculos de respostas desejadas. Ao suavizar o maior pico de frequência, dois novos picos – com energia menor – são naturalmente gerados, e a reiteração deste processo possibilita uma redução significativa da energia associada ao movimento vibracional. Por fim, a estrutura de testes, já existente, foi atualizada e instrumentada, além disto, foi programada por linguagem Python para acionamento de um motor a placa controladora Raspberry Pi3. Tal motor é responsável pela movimentação da massa e foi fixado por peças de ABS produzidas em uma impressora 3D. Com o findar do trabalho, foi possível a atenuação, no modelo levantado, de excitações inseridas em um sistema a partir do deslocamento mássico. Entretanto, as limitações de mensuração e atuação dificultaram a implementação física idealizada. Esta proposta, a qual está diretamente ligada as áreas de mecânica e controle, remeteu ao projeto e implementação de um ADV com controle embarcado.

Palavras-chave: Absorvedor Dinâmico de Vibração, Controle embarcado, Deslocamento de massa.

Abstract

The study of vibrations and forms of attenuation in mechanical projects is of paramount importance, since these vibrations can accelerate the process of deterioration. This reduces the service life, increasing the cost of maintenance, compromising the safety of operations and individuals associated with the structure. A widely used device for treating the effect of unwanted vibrations is Dynamic Vibration Absorber (ADV), which in turn refers to the addition of a mass-spring system to a structure. Such a factor inserts into the main system a new degree of freedom, thus transferring much of the vibrational energy to the lower mass body. The ADV can be classified by two types: active and passive. The first is fixed and is limited to pre-defined situations in project. The second one is able to adapt to mitigate different excitations from the medium in which it is inserted. Thus, control practices were incorporated to perform a vertical displacement of a mass, installed in an artifact that simulates a structure subject to undesirable vibrations, whose amplitude and frequency were monitored by means of a data collection system. For this, the system was modeled, treating the nonlinearities, so that the data would be used in the design of controllers, taking into account the base theory for calculations of desired responses. By smoothing the highest frequency peak, two new peaks - with lower energy - are naturally generated, and the reiteration of this process allows a significant reduction of the energy associated with the vibrational movement. Finally, the existing test structure was updated and instrumented. In addition, it was programmed by Python language to trigger a motor to the controller board Raspberry Pi3. Such a motor is responsible for mass movement and was secured by ABS parts produced in a 3D printer. With the end of the work, it was possible to attenuate, in the represented model, the excitations inserted in a system from the mass displacement. However, the limitations of measurement and performance of the actuator hindered the idealized physical implementation. This proposal, which is directly linked to the areas of mechanics and control, referred to the design and implementation of an ADV with embedded control.

Keywords: Dynamic Vibration Absorber, Boarded Control, Mass Displacement.

Sumário

Lista de Figuras	xxii
Lista de Tabelas	xxiii
Lista de Acrônimos e Notação	xxiv
1 Introdução	1
1.1 Definição do problema	2
1.2 Motivação	2
1.3 Objetivos	2
1.3.1 Objetivo Geral	2
1.3.2 Objetivos Específicos	2
1.4 Organização do Documento	3
2 Revisão Bibliográfica	5
2.1 Estado da Arte	5
2.2 Revisão de Literatura	6
2.3 Fundamentação Teórica	8
2.3.1 Sistemas auto excitados (vibração livre)	8
2.3.2 Sistemas forçados (vibração forçada)	8
2.3.3 Sistemas de um grau de liberdade	8
2.3.4 Abordagem em Espaço de estados	10
2.3.5 Absorvedor Dinâmico de Vibrações	11
2.3.6 Movimento transversal de vigas	17
2.3.7 Linearização	21
2.3.8 Controle por realimentação de estados	23
2.3.9 Controle Embarcado (Sistemas discretos no tempo)	25
2.3.10 LMI	27
2.3.11 Critérios de avaliação	28
3 Metodologia	30
3.1 Materiais	31

3.1.1	Eletrônica e atuadores	31
3.1.2	Softwares	34
3.1.3	Prototipagem rápida	35
3.1.4	Equipamentos do laboratório de química	36
3.1.5	Estrutura adotada	37
3.1.6	Equipamentos para o experimento vibracional	38
3.2	Materiais e Equipamentos Adquiridos	40
3.3	Atualização física da estrutura adotada	42
3.3.1	Projeto da nova estrutura	42
3.3.2	Produção das peças	44
3.3.3	Simulação Estática	45
3.3.4	Simulação Dinâmica sem ADV	46
3.3.5	Modelagem do sistema	46
3.4	Acoplamento do controle	48
3.4.1	Verificação no domínio da frequência	52
3.4.2	Resposta temporal	52
3.4.3	Variação de Frequências	52
3.4.4	Limitações físicas do sinal de controle	53
3.5	Montagem eletrônica	53
3.6	Peças produzidas	54
3.7	Modelo 3D da montagem mecânica	58
3.8	Peças impressas	59
3.9	Placa de circuito desenvolvida	60
3.10	Protótipo inicial	62
3.11	Estrutura atualizada	63
3.11.1	Bancada de controle	64
4	Resultados	66
4.1	Valores de massa das peças	66
4.2	Resultados simulação estática	67
4.3	Resultados simulação dinâmica	68
4.4	Obtenção dos parâmetros do sistema	68
4.5	Simulações do controlador	69
4.5.1	Resposta domínio frequência	69
4.5.2	Resposta domínio temporal caso contínuo	72
4.5.3	Resposta domínio temporal caso discreto	74
4.5.4	Resposta domínio temporal caso contínuo (variação de perturbação)	75
4.5.5	Sinais de controle	77
4.6	Placa de circuito desenvolvida	79
4.7	Protótipo inicial	80
4.8	Estrutura atualizada	81
4.8.1	Bancada de controle	82

5	Considerações finais	85
5.1	Conclusões	85
5.2	Propostas de trabalhos futuros	86
A	Códigos	1
A.1	Programa de cálculo dos ganhos do controlador contínuo	1
A.2	Programa de análise na frequência	2
A.3	Programa de cálculo dos ganhos do controlador discreto	3
A.4	Programa acionamento motor de passo (Phyton)	4
B	Vistas da estrutura atualizada	1
	Bibliografia	4

Lista de Figuras

2.1	Esquemático rigidez variável	7
2.2	Análise sistema de 1 DOF	9
2.3	Movimentos de sistemas de 1 DOF não forçados	10
2.4	Viga engastada livre, e com ADV	11
2.5	Sistema 1 DOF com ADV não amortecido	12
2.6	Amplitude de vibração da massa do sistema principal, com e sem ADV	14
2.7	Frequências naturais do sistema com acoplamento em função de μ	15
2.8	Absorvedor de vibrações sintonizado adaptativo.	16
2.9	Lugar das raízes da equação	16
2.10	Viga engastada-livre com massa associada a extremidade	18
2.11	Rigidez mecânica viga semi engastada	19
2.12	Rigidez paralela.	20
2.13	Massa referente a viga	21
2.14	Massa equivalente	21
2.15	Diagrama de blocos realimentação de estados	24
2.16	Diagrama de blocos realimentação de estados com observador	25
2.17	Diagrama de blocos realimentação de estados com observador	26
2.18	Sinal quantizado com segurador	26
2.19	Entrada e saída de sinais sem segurador e com ZOH	27
3.1	Fluxograma das atividades	31
3.2	Raspberry pi3	32
3.3	Motor de passo nema 17	32
3.4	Driver de motor de passo A4988.	33
3.5	Conectores macho/fêmea.	33
3.6	Acoplador de motor de passo/5mm.	33
3.7	Chave de fim de curso.	34
3.8	Impressora 3D.	35
3.9	Agitador Magnético Macro com Aquecimento	36
3.10	Balança Mark 210A.	37
3.11	Balança JB.	37
3.12	Bancada didática de testes - Edson Ribeiro (2015)	38

3.13	Excitador Modal	39
3.14	Acelerômetro piezoelétrico	39
3.15	Gerador de sinais	40
3.16	Amplificador	40
3.17	Projeto do deslocamento de massa.	42
3.18	Projeto do deslocamento de massa com barra guia.	43
3.19	Protótipo para variação de massa	44
3.20	Preenchimento interno e externo de peças - Repetier Host	44
3.21	Ação da força peso sobre a estrutura.	46
3.22	Ação da força peso sobre a estrutura.	47
3.23	Linearização do sistema	51
3.24	Estimador de estados (contínuo)	51
3.25	Estimador de estados (discreto)	52
3.26	Variação frequência	53
3.27	Esquemático de conexão eletrônica.	54
3.28	Desenho técnico suporte motor.	55
3.29	Suporte massa parte inferior.	55
3.30	Suporte massa parte superior.	56
3.31	Suporte motor modelo 3D.	56
3.32	Modelagem 3D suporte de massa.	57
3.33	Montagem do modelo 3D.	58
3.34	Montagem ADV adaptativo modelo 3D.	59
3.35	Suporte de massa impresso e montado.	60
3.36	Suporte motor impresso.	60
3.37	PCB gerado pelo software Kicad	61
3.38	PCB gerado pelo software KiCad	61
3.39	Protótipo de ADV adaptativo.	62
3.40	Estrutura atualizada (vista lateral)	63
3.41	Placas controladoras	64
4.1	Simulação estática 3.924 N	67
4.2	Simulação estática 3.924 N	68
4.3	Simulação dinâmica no <i>software HyperWorks OptiStruct</i>	69
4.4	Simulação do diagrama de bode sistema sintonizado $k_{eq} = 400$ e ADV adaptativo, no <i>software MatLab</i>	70
4.5	Bode sistema $k_{eq} = 700$ e adaptativo.	71
4.6	Bode sistema $k_{eq} = 1000000$ e adaptativo	71
4.7	Sistema sem controlador (caso contínuo)	72
4.8	Sistema com controlador	73
4.9	Sistema com controlador zoom	73
4.10	Sistema discreto com controlador	74
4.11	Sistema sem controlador (caso discreto)	75
4.12	Resposta temporal frequência variável	76

4.13	Resposta temporal frequência variável	76
4.14	Sinal de controle (caso contínuo)	77
4.15	Sinal de controle (caso discreto)	78
4.16	Sinal de controle (caso discreto)	78
4.17	PCB gerado pelo software Kicad	79
4.18	PCB gerado pelo software KiCad	80
4.19	Protótipo de ADV adaptativo.	81
4.20	Estrutura atualizada (vista lateral)	82
4.21	Placas controladoras	83
B.1	Estrutura atualizada	1
B.2	Motor acoplado	2
B.3	Projeto de ADV final	3

Lista de Tabelas

3.1	Lista de Materiais	41
3.2	Lista de Equipamentos	41
3.3	Peças impressas	59
4.1	Peças impressas	66

Lista de Acrônimos e Notação

ADV	Absorvedor Dinâmico de Vibrações.
DOF	<i>Degree of Freedom</i> (Grau de liberdade).
LTI	Linear Invariante no Tempo.
LMI	<i>Linear Matrix Inequality</i> (desigualdade matricial linear)
LI	Linearmente Independente.
PIC	<i>Programmable Interface Controller</i> (Controlador de Interface Programável).
CI	Circuito Integrado.
CNC	Comando Numérico Computadorizado.
ABS	Acrilo Butadieno Estireno.
ISE	<i>Integral of the Square of the Error</i> (Integral do erro ao quadrado).
IAE	<i>Integral of the Absolute magnitude of the Error</i> (Integral do erro absoluto).
ITAE	<i>Integral of Time multiplied by Absolute of the Error</i> (Integral do tempo vezes erro absoluto).

m	Massa [Kg].
a	Aceleração [m/s^2].
F	Força [N].
g	Aceleração da gravidade [m/s^2].
k	Rigidez mecânica [N/m].
c	Coefficiente de amortecimento [Ns/m].
x	Estado deslocamento.
\dot{x}	Estado velocidade.
\ddot{x}	Estado Aceleração.
λ	Autovalor.
i	$\sqrt{-1}$ (Número complexo).
\mathbb{R}	Conjunto dos números reais.
t	Tempo [s].
\mathbb{N}	Conjunto dos números naturais (incluindo o zero).
Ω	Domínio da frequência radianos por segundo.
μ	Razão de massas.
w^2	Frequência natural.
L	Comprimento [m].

M_o	Massa [Kg].
w_n	Frequência natural de um sistema.
E	Módulo de Young [Pa].
I	Momento de Inércia [m^4].
k_{eq}	Rigidez mecânica equivalente [N/m].
u^{eq}	Sinal de controle de equilíbrio.
x^{eq}	Estado de equilíbrio.
(x^{eq}, u^{eq})	Ponto de equilíbrio.
C	Matriz de controlabilidade.
O	Matriz de observabilidade.
K	Matriz de ganhos do controlador.
$P(s)$	Polinômio de polos alocados.
$\hat{x}(t)$	Estados estimados.
A/D	Conversor Analógico Digital.
D/A	Conversor Digital Analógico.

Introdução

Os sistemas residenciais e mecânicos estão sujeitos a ação das vibrações que, muitas vezes, são indesejadas, podendo comprometer a segurança das operações e indivíduos envolvidos. O processo de consumo de materiais ocorre de forma natural, entretanto, um dos fatores que contribui para o aumento desta causa é a ação das vibrações em um determinado sistema. Idealizado por Frahm em 1911, o absorvedor dinâmico de vibração tem sido, atualmente, o meio mais eficaz de se atenuar frequências; Sendo amplamente empregado no setor industrial em estruturas e máquinas Cunha Jr [1999]. Com os avanços tecnológicos, ele foi incorporado para aplicações mais complexas, sendo empregado em sistemas de vários graus de liberdade, em 1966, por Ram e Elhay. O desenvolvimento desse dispositivo permitiu uma maior garantia de segurança em diversas aplicações cotidianas e industriais, tais como edifícios, estruturas mecânicas, e até mesmo em cabos de transmissão de energia e conectividade.

Assim sendo, diversas características garantem a funcionalidade do ADV da forma que o mesmo é conhecido nos dias de hoje, sendo elas inércia, rigidez, amortecimento e adaptabilidade. Nestes termos esse dispositivo é classificado de duas formas: passivo e ativo. O primeiro é restrito à uma sintonização fixa dos parâmetros relevantes, já o segundo possui a capacidade de adaptação objetivando mitigar frequências dispare. Embora ambos sejam aplicáveis, pouco foi desenvolvido no que diz respeito a minorar a energia associada ao processo vibracional. O processo de suavização de oscilações pode ser traduzido por atenuar o maior pico de energia associado a frequência atuante, gerando assim dois novos picos de energia. O primeiro é amortecido já o segundo, acontece pela inserção de um grau de liberdade, o do ADV, no sistema principal. O posicionamento do absorvedor na estrutura define uma sintonização para a frequência a ser atenuada, logo, o deslocamento deste dispositivo na estrutura modifica qual oscilação será tratada.

Posto isto, a proposta em questão teve por objetivo estudar e implementar um ADV mais versátil, capaz de reiterar o método de atenuação, fazendo-o mais eficaz energeticamente. Segmentando-se, assim, os picos de frequência gerados naturalmente pela ação do próprio absorvedor. Para tal serão utilizadas técnicas de controle embarcado - em malha fechada - para o deslocamento vertical de massa em uma estrutura, modificando assim parâmetros do dispositivo instalado. Será utilizado um motor - com massa e dimensões devidamente reduzidas - para movimentação mássica em uma cremalheira, o sensor - acelerômetro - será destinado para mensuração dos

sinais. A partir das oscilações provocadas por um excitador, já existente, as ações de controle serão adaptadas para que seja possível modificar o ADV objetivando atenuar as novas frequências geradas.

1.1 Definição do problema

O processo de deterioração dos materiais ocorre de forma natural, entretanto, os fenômenos vibracionais contribuem para acentuar a exacerbação das estruturas. Tal fator, muitas vezes, pode vir a gerar acidentes nos processos, por meio da danificação sistemas, colocando em risco a vida de indivíduos envolvidos. Logo, o projeto proposto teve por finalidade encontrar soluções para atenuar tal questão.

1.2 Motivação

A principal motivação que culminou na proposição da seguinte temática para ser desenvolvida neste TCC surgiu de uma preocupação com a segurança de processos, os quais se relacionam com o desgaste de estruturas sujeitas à excitações vibratórias. O fator segurança é indispensável no setor industrial, por conseguinte, a implementação de ADVs em processos ou máquinas é de grande importância. Neste sentido a disciplina optativa do curso de engenharia mecânica CEFET Campus V, Controle Moderno, apresentou iniciativas para associar o controle e a aplicação de ADVs. Ministrada pelo professor Valter Júnior de Souza Leite em 2016, ela englobou diversas técnicas de garantia de controladores com ação mais apropriada. Um dos exemplos citados no decorrer do curso foi a aplicação do controle em suspensão ativa tratando-se, assim, problemas de estabilidade de um veículo.

Além disso, o fascínio do autor pelas disciplinas de controle e mecânica aplicada a máquinas - em especial veículos automotivos - contribuiu para almejar a busca pelo estudo de tais áreas. Aprofundando assim seu conhecimento e direcionando sua área preferencia de atuação.

1.3 Objetivos

São objetivos do trabalho aqui proposto:

1.3.1 Objetivo Geral

Projetar e implementar um ADV, em paralelo com técnicas de controle embarcado, para atenuação de excitações inseridas em um sistema a partir do deslocamento de massa.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Analisar o efeito de frequências díspares nas estruturas de 1 grau de liberdade;
- Projetar um sistema de controle digital por realimentação de estados;
- Estabelecer uma relação do ADV com as variações de frequência;

1.4 Organização do Documento

Além desta introdução e da conclusão, este trabalho apresenta três capítulos.

No primeiro capítulo é abordada a fundamentação teórica necessária para a realização deste projeto, contextualizando as áreas envolvidas, a saber, mecânica e controle relacionando-se em conceitos de vibrações.

No segundo capítulo é apresentada a metodologia empregada, os materiais e equipamentos utilizados, bem como estudos desenvolvidos pertinentes ao trabalho.

Por fim, o terceiro capítulo consiste em apresentar os resultados obtidos, bem como as constatações do desenvolvimento do projeto.

Revisão Bibliográfica

2.1 Estado da Arte

Atualmente, muitas investigações sobre ADVs tem sido realizadas, o que amplia o campo de publicações deste tema, enfatizando cada vez mais a sua importância para o meio acadêmico e o meio industrial. A divisão de ideais, no que diz respeito aos nichos de ADV atualmente conhecidos, é remanescente o que instiga a pesquisa em diversos ramos.

Por tal motivo, mesmo com avanços tecnológicos, os ADVs passivos não perderam espaço no desenvolvimento das atenuações de frequência, sendo ainda fortemente investigados. Neste sentido, foi desenvolvido em Silva et al. [2015], pesquisas sobre absorvedores passivos de vibrações aplicados em ponte, obtendo modelos matemáticos para traçar formas de aplicação de absorvedores amortecidos, visando aplicação física. Tal projeto, agrega para a área em questão, maiores conhecimentos a respeito de absorvedores fixos em grandes estruturas, trazendo economias no que diz respeito ao custo empregado na construção dos mesmos.

Além disto, os desenvolvimentos no âmbito do controle moderno tem sido também de grande importância. Foi apresentado em He and Ge [2015], um projeto de controle de vibração por meio das definições de Lyapunov para soluções de desempenho otimizada, fundamentado nas equações de Euler-Bernoulli para vigas e também nas simulações numéricas, projeto o qual se alinha com as proposições deste trabalho de conclusão de curso. Tal pesquisa, forneceu aos ADVs novos conceitos, agregando-se uma área do controle que não é amplamente pesquisada dada a sua complexidade. O que por sua vez, proporciona um melhor entendimento das aplicações dos conceitos apresentados, tais como Lyapunov e controle moderno.

Sendo assim, com a finalidade de reforçar as pesquisas em âmbitos mais complexos, um estudo mais aprofundado sobre as considerações sólidas em barras livres, atentando-se para análise modal, foi realizado por Sumelka et al. [2015]. Este por sua vez, desenvolveu a quantização do efeito das vibrações sobre materiais e dimensionou os variados tipos de defeitos decorrentes do fenômeno das vibrações indesejadas. Fator o qual, torna a visão sobre análise modal mais acessível e menos impactante, definindo-se de forma sucinta os conceitos importantes e aplicáveis.

Assim como os ADV passivos e ativos ainda coexistem no que diz respeito às pesquisas, os absorvedores adaptativos também continuam a ser desenvolvidos. Com os avanços tecnológicos, a obtenção de materiais inteligentes pode ser feita de forma mais precisa. Sendo assim, foi

desenvolvido em Tsuruta et al. [2015], um projeto tratando do emprego de materiais inteligentes não somente para tratar vibrações mas também usufruir do movimento oscilatório para geração de energia. Tal pesquisa é determinística no que diz respeito a nova visão dos ADVs, trazendo-se assim, novos conceitos para rigidez de estruturas.

Outro ramo que vem sendo trabalhado nos dias de hoje é o de controle ativo utilizando modos deslizantes, ou seja, deslocamentos de massa para compensar as vibrações, fator o qual também está presente neste projeto. Logo, foi desenvolvido por de Medeiros [2016], em sua tese de mestrado, pesquisas em compensação difusa aliada ao controle. Posto isto, os absorvedores não necessariamente precisam estar fixados, inovando-se assim o conceito e a aplicação deste nicho de protótipo.

Visando a garantia de modelagem do acoplamento dos ADVs, uma análise numérica do comportamento real da adição dos absorvedores foi realizado por Rodrigues et al. [2017]. Tal projeto visou determinar o quão próximo do caso real está a simplificação de um sistema em termos de graus de liberdade.

Portanto, o estudo e implementação de ADVs adaptativos controlados, objetivo deste trabalho, é amplamente desenvolvido atualmente, já que sua abordagem remete a segurança dos processos que estão inerentes ao movimento oscilatório.

2.2 Revisão de Literatura

As vibrações são fenômenos naturais que existem desde a antiguidade, podendo também ser reproduzidas pela ação humana tal como a música instrumentada, instaurada pela cultura grega nos séculos VII a I a.C. (Hemingway and Hemingway [2007]). Entretanto, os estudos embasados em atenuação de movimentos oscilatórios, visando a preservação de estruturas, tiveram início somente na década de 1910, conduzidos por Frahm [1911]. Tais investigações, introduziram o conceito de ADVs de um grau de liberdade, os quais, eram empregados para atenuação de oscilações em máquinas no ramo industrial (Cunha Jr [1999]).

Em meados da década de 1950, os estudos voltaram-se para otimização do ADV, consolidando os conhecimentos acerca do mesmo, incorporando, assim, uma base teórica melhor fundamentada. Os avanços em análise de frequência possibilitaram, então, uma otimização na sintonização dos dispositivos a partir de Brock [1946] e Den Hartog [1956]. Os conhecimentos baseados no domínio do tempo e frequência se desenvolveram, sendo a teoria de controle, tal como é conhecida nos dias de hoje, melhor implementada.

Já no findar da década de 1970, iniciaram-se inúmeras aplicações dos absorvedores em projetos de larga escala, a saber, Luft [1979], que os utilizou para atenuação de vibrações em edifícios; e Nessler et al. [1977], para suavizar oscilações de frequência em máquinas ferramentas. Neste período ainda, iniciaram-se pesquisas sobre a aplicação de ADVs ativos e semi-ativos.

Somente nos anos 1980, é que as práticas de controle foram de fato introduzidas - de forma ampla e fundamentada - no conceito de atenuar vibrações. Aplicações físicas por controle hidráulico de Hrovat [1983] foram instauradas dando início assim a otimizações de ADVs ativos. Ao final dessa década, novos conceitos construtivos, no que diz respeito aos parâmetros de sintonia dos absorvedores, foram instaurados por Wang and Cheng [1989], aplicando-se assim o

ADV ótimo na acústica.

Já na década de 1990, ocorreram grandes avanços nas pesquisas, além de divergências de ideologias entre os tipos de ADV. Os materiais inteligentes - tais como piezoelétricos e com memória de forma - alavancaram o desenvolvimento de ADVs adaptativos tal como realizado por Jolly and Norris [1995].

Em paralelo, os desenvolvimentos considerando um maior número de graus de liberdade em projetos também tiveram um espaço para as pesquisas. Os anos 1990 desencadearam um grande aumento de publicações envolvendo a área de vibrações, tomando-se por base as abordagens de fundamentação, colocadas por Klasztorny [1995] e Ram and Elhay [1996], o que possibilitou novas interpretações e conceitos.

Segundo Cunha Jr [1999], os ADVs passivos possuem vantagens, como, por exemplo, baixo custo para aplicações em que a frequência de excitação for essencialmente constante. Além disso, os Absorvedores ativos e adaptativos são mais versáteis conseguindo suavizar uma maior quantidade de espectros de frequência. Por tais motivos, as linhas de pesquisa se segmentaram em busca da obtenção de um dispositivo de baixo custo com capacidades adaptativas.

Nos anos 2000, as investigações voltaram seu foco para duas frentes de pesquisa, materiais inteligentes e ação de controle, almejando minimizar os efeitos das frequências inseridas nos sistemas. Para isso usufruiu-se de um novo material desenvolvido pela junção de Níquel e Titânio - Nitinol - atuadores com liga de memória de forma, os quais foram implementados por Aquino et al. [2011]. Já Marques et al. [2000], abordou técnicas de movimentação mecânica empregando conhecimentos profundos de controle para garantia de atuadores e ações precisas. Embora sejam por meios diferentes, ambos projetos fundamentam-se na alteração da rigidez do material do ADV, a figura infracitada apresenta de forma ilustrativa tal modificação.

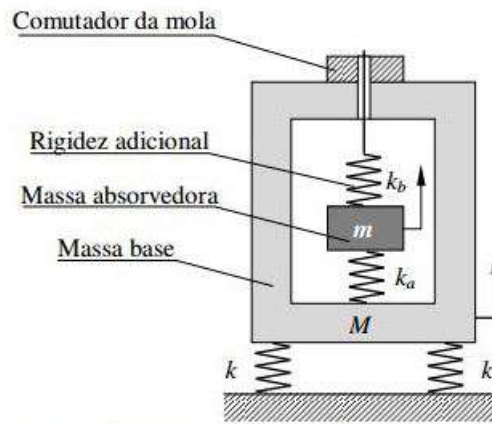


Figura 2.1: Esquemático rigidez variável (Aquino et al. [2011])

Assim, este trabalho, alinha-se com o ideal de atenuação de vibrações modificando os parâmetros do absorvedor com ação de controle sem a utilização de materiais inteligentes, o que pode ser visto a seguir.

2.3 Fundamentação Teórica

Conforme descrito anteriormente, este trabalho consistiu em empregar os conhecimentos sobre ADV adaptativo, usufruindo de técnicas de controle para garantia de movimentação precisa de atuadores. Esses por sua vez, foram destinados à realizar uma movimentação de massa, modificando assim a rigidez do dispositivo empregado.

2.3.1 Sistemas auto excitados (vibração livre)

Sistemas auto excitados, não requisitam energia externa do meio em que estão inseridos para que ocorra o processo de vibração. Tal fenômeno é conhecido por vibração livre.

“A solução do sistema não amortecido não-forçado [...] fornece uma maneira conveniente de introduzir o conceito de vibrações causadas pela instabilidade dinâmica. Em muitos tratamentos padrão da teoria da vibração, é tácitamente assumido que $c \geq 0$. No entanto, o conceito de amortecimento negativo é uma maneira conveniente de modelar algumas interações dinâmicas que utilizam uma fonte de energia disponível, modulando a energia captada para produzir a assim chamada vibração auto-excitada” Maurice Jr [2001]¹

2.3.2 Sistemas forçados (vibração forçada)

As perturbações externas em uma estrutura, excitam o sistema transferindo-se assim energia por meio de vibração. Tem-se como exemplo motores em que o torque gerado produz uma força sobre os componentes mecânicos que por sua vez, oscilam. Denomina-se por vibração forçada um fator externo que age sobre o processo, a interrupção desta perturbação acarreta em uma vibração livre no sistema. Um dos grandes problemas deste nicho de vibração, encontra-se na sintonização das frequências naturais do sistema com as geradas pelo meio externo. Denominando-se assim, a frequência de ressonância a qual é grande responsável por fadigas mecânicas.

2.3.3 Sistemas de um grau de liberdade

Uma simples e factível representação de um sistema real, é o modelo massa-mola-amortecedor de primeira ordem, tal modelo, é capaz de incorporar grande parte dos casos estudados, sendo uma simplificação aceitável para análise e aplicação de estudos. Estes por sua vez, são fundamentados na segunda lei de Newton descrita por:

$$F = ma \tag{2.1}$$

¹ “The unforced underdamped system’s solution [...] provides a convenient way to introduce the concept of vibrations caused by dynamic instability. In many standart treatments of vibration theory, it is tacitly assumed that $c \geq 0$. However, the concept of negative damping is a convenient way to model some dynamic interactions that tap an available energy source, modulating the tapped energy to produce so-called self-exited vibration”. Maurice Jr [2001]

A equação (2.1), é dependente da massa, aceleração, gerando-se força. A Figura 2.2(a), apresenta um esquemático - do equilíbrio estático - de um sistema 1 DOF (*Degree-of-freedom*). Já na Figura 2.2(b), é demonstrado o diagrama de corpo livre do mesmo sistema.

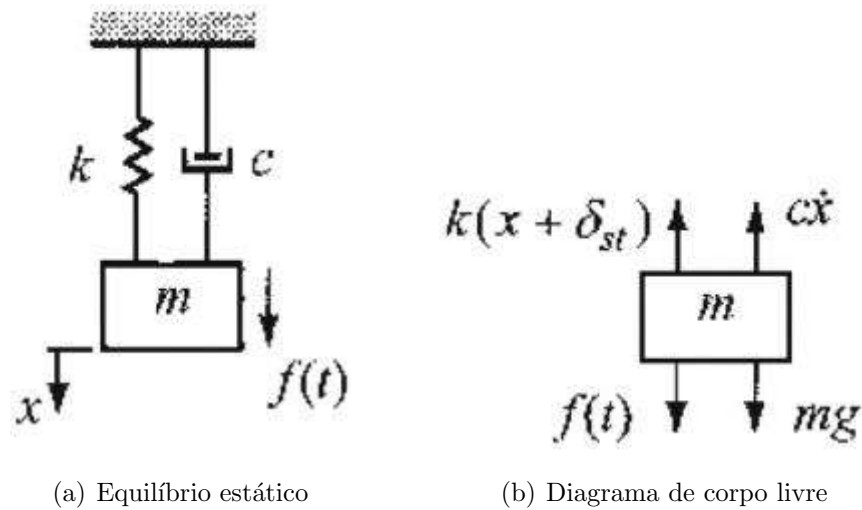


Figura 2.2: Análise sistema de 1 DOF (Adaptado Adams Jr [2001])

O balanceamento de forças e as análises dos diagramas apresentados na Figura 2.2, são subsídios para a formulação do equacionamento que descreve o comportamento deste nicho de estrutura.

Logo, as equações diferenciais de movimento descrevem o sistema como um todo, levando em consideração velocidade, aceleração, posição, rigidez e amortecimento.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.2)$$

Para sistemas não forçados, a solução no domínio da frequência é fornecida pela equação a seguir.

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0$$

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \left(\frac{k}{m}\right)} \quad (2.3)$$

As possíveis raízes - da equação (2.3) - deste sistema, bem como seu significado físico, são listadas a seguir:

- Subamortecido $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 < \left(\frac{k}{m}\right)$, solução de raízes complexas conjugadas.
- Criticamente amortecido $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 = \left(\frac{k}{m}\right)$, solução com duas raízes reais iguais.

- Superamortecido $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 > \left(\frac{k}{m}\right)$, solução com raízes reais distintas.

A Figura 2.3, representa o significado físico de cada solução explicitada acima.

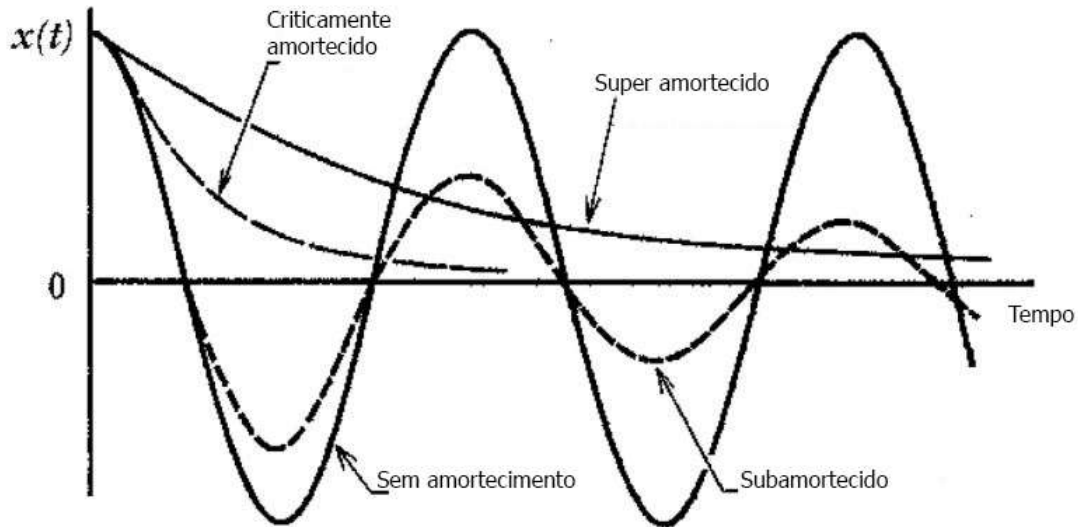


Figura 2.3: Movimentos de sistemas de 1 DOF não forçados (Adaptado Adams Jr [2001])

2.3.4 Abordagem em Espaço de estados

A representação de sistemas em espaço de estados, garante uma maior facilidade de soluções no âmbito matemático. Sendo assim, é normalmente adotada pelo motivo das notações matriciais, por meio da álgebra linear, usufruírem de transformações e ferramentas matemáticas para uma solução prática.

Caso contínuo no tempo

De acordo com Hespanha [2009], um sistema contínuo linear em espaço de estados pode ser definido pelas seguintes definições.

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (2.4)$$

$$y(t) = C(t)x(t) + D(t)u(t) \quad (2.5)$$

Em que x remete ao estado da equação, u a entrada e y saídas correspondentes. Tais sinais, são definidos no espaço real \mathbb{R} , podendo ter dimensões diferentes. Sendo o sistema linear e invariante no tempo (LTI), este pode ser descrito tal como as equações abaixo.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.6)$$

$$y = Cx + Du \quad (2.7)$$

A determinação do estado inicial, ou seja, para $t = 0$ é de suma importância para a determinação da saída do sistema, e também para atuação do mesmo, uma vez que, um mesmo sinal de entrada age de forma divergente em condições iniciais dispares.

“Para a mesma entrada $u(\cdot)$, escolhas diferentes da condição inicial $x(0)$ na equação de estado resultarão em diferentes trajetórias de estados $x(\cdot)$. Conseqüentemente, uma entrada $u(\cdot)$ geralmente corresponde a várias saídas possíveis $y(\cdot)$ ” Hespanha [2009] ²

Caso discreto no tempo

Para aplicações de controle digital, o caso discreto no tempo é empregado sua representação generalizada em espaço de estados segundo Hespanha [2009], é tal qual o sistema formado pelas equações a seguir.

$$x(t + 1) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (2.8)$$

$$y(t) = C(t)x(t) + D(t)u(t) \quad (2.9)$$

O domínio dos sinais encontra-se quantizado, ou seja, em determinados intervalos de tempo se tem acesso a uma amostragem do sinal. Tal definição remete ao domínio dos números naturais \mathbb{N} ao invés do intervalo $[0, \infty)$.

2.3.5 Absorvedor Dinâmico de Vibrações

Objetivando atenuar as vibrações, os ADVs são acoplados sobre sistemas sujeitos à ação das oscilações, modificando-se assim, o número de graus de liberdade da estrutura.

A Figura 2.4, representa a influência de um ADV no movimento vibratório, tendo como exemplo uma viga engastada. Primeiramente, esta é submetida à oscilações externas e em seguida, um experimento similar é realizado, porém, com a adição de um sistema massa-mola na extremidade da estrutura.

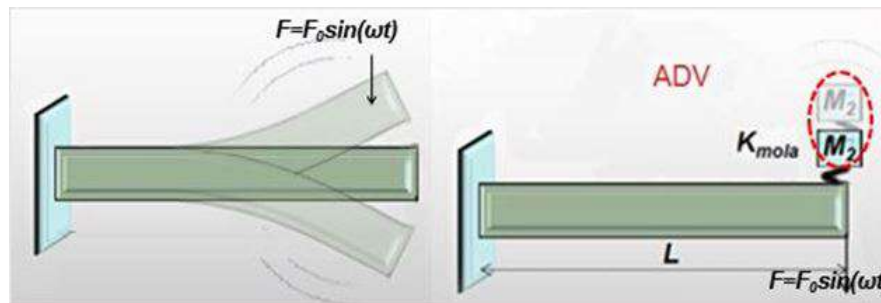


Figura 2.4: Viga engastada livre, e com atuação do ADV ASSI [2014 - PUC Minas Belo Horizonte]

² “For the same input $u(\cdot)$, different choices of the initial condition $x(0)$ on the state equation will result in different state trajectories $x(\cdot)$. Consequently, one input $u(\cdot)$ generally corresponds to several possible outputs $y(\cdot)$ ” Hespanha [2009]

ADV passivo não amortecido

Tomando-se um sistema de 1 DOF não amortecido, sujeito a uma perturbação oscilatória Ω , ao ser acoplado um sistema vibratório adicional também de 1 DOF, o conjunto torna-se um sistema de segunda ordem tal qual o da Figura 2.5.

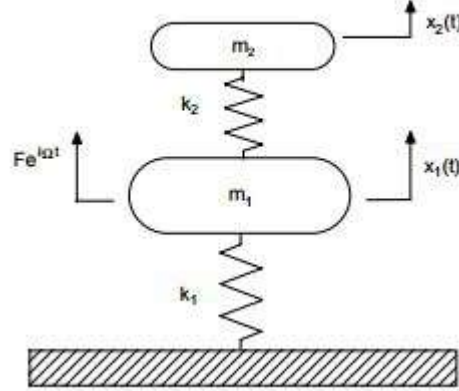


Figura 2.5: Sistema 1 DOF com ADV não amortecido (Adaptado Marques et al. [2000])

- m_1 massa do sistema inicial.
- m_2 massa do ADV, normalmente inferior à m_1 .
- k_1 e k_2 rigidez mecânica do sistema inicial e do ADV, respectivamente
- $x_1(t)$ e $x_2(t)$ deslocamento de massa, sistema inicial e ADV respectivamente.
- $F e^{(i\Omega t)}$, perturbação oscilatória externa.

Expressando-se o sistema em equações de cunho matricial tem-se, segundo Marques et al. [2000].

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F e^{(i\Omega t)} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

A solução da equação (2.10), no domínio da frequência fornece as seguintes expressões abaixo.

$$\frac{X_1}{F}(\Omega) = \frac{k_2 - \Omega^2 m_2}{(k_1 - \Omega^2 m_1)(k_2 - \Omega^2 m_2) - k_2 \Omega^2 m_2} \quad (2.11)$$

$$\frac{X_2}{F}(\Omega) = \frac{-k_2}{(k_1 - \Omega^2 m_1)(k_2 - \Omega^2 m_2) - k_2 \Omega^2 m_2} \quad (2.12)$$

A partir da equação (2.11), a qual corresponde ao deslocamento X_1 da estrutura, tem-se que, o numerador dessa expressão é determinado por constantes do ADV. Logo, a atenuação da oscilação ocorre quando $k_2 - \Omega^2 m_2 = 0$. Definindo-se assim amplitude de vibração nula no sistema primário conforme a expressão infracitada.

$$\Omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (2.13)$$

Portanto, a sintonização de ADVs passivos é pautada na escolha das constantes k_2 e m_2 . Para Marques et al. [2000], é conveniente expressar as equações (2.11) e (2.12) em termos adimensionais. O que pode ser observado nas expressões abaixo.

$$\left| \frac{X_1}{F k_1^{-1}}(\Omega) \right| = \sqrt{\frac{(g^2 - f^2)^2}{[\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (2.14)$$

$$\left| \frac{X_2}{F k_1^{-1}}(\Omega) \right| = \frac{f^2}{\sqrt{[\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2}} \quad (2.15)$$

A definição de cada constate é apresentada a seguir.

- $\mu = \frac{m_2}{m_1}$, razão de massas.
- $\omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}$, frequência natural do sistema primário.
- $\omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2}$, frequência natural do ADV.
- $g = \frac{\Omega}{\omega_1}$ frequência de excitação normalizada.
- $f = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ fator de sintonia.

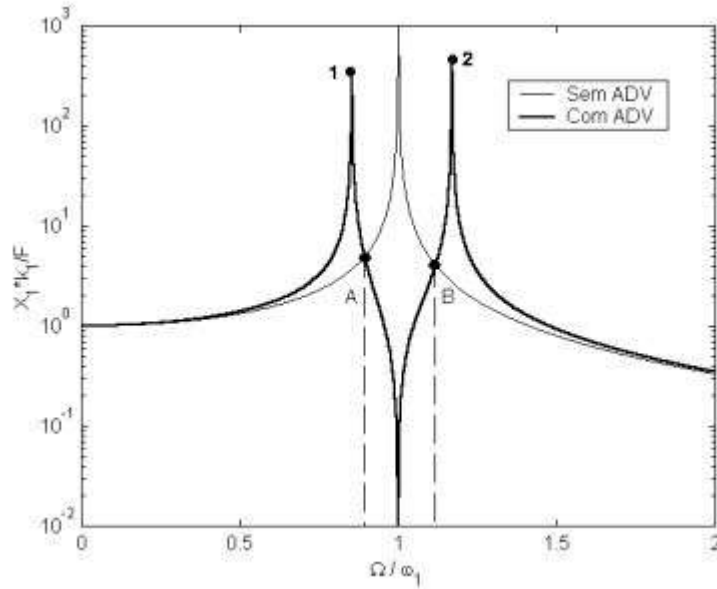


Figura 2.6: Amplitude de vibração da massa do sistema principal, com e sem ADV para $f = 1$ e $\mu = 0,1$. (Marques et al. [2000])

Determinadas e conceituadas as constantes, a Figura 2.6 exemplifica o fenômeno físico para um sistema de 1 DOF com um ADV passivo de primeira ordem. O sistema sem absorvedor apresenta um pico de alta energia na frequência em que está sendo excitado, em contra partida, com a adição do ADV a energia associada no mesmo ponto é nula, denominando assim a anti-ressonância.

Os novos picos de energia, a saber 1 e 2 representados na Figura 2.6, associados à frequências naturais do sistema modificado, podem ser obtidos igualando-se o denominador das equações (2.15) e (2.14)

$$\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2) = 0 \quad (2.16)$$

$$g_{(1,2)} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{(\mu + 4)} \pm \sqrt{\mu} \right) \quad (2.17)$$

$$g_{(A,B)} = \frac{1}{4} \left(\sqrt{(2\mu + 16)} \pm \sqrt{2\mu} \right) \quad (2.18)$$

Os pontos A e B, indicados na Figura 2.6, delimitam a banda de frequência de redução de amplitude incorporada pelo ADV. As equações (2.16) e (2.18), fornecem as frequências naturais do sistema com acoplamento e a banda operacional do ADV, relacionada com a conste de razão de massas μ . Ambas curvas são demonstradas na Figura 2.7.

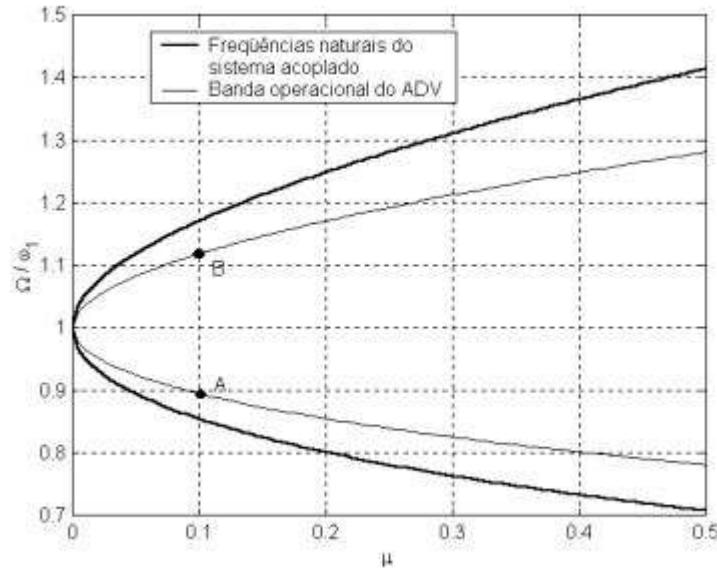


Figura 2.7: Frequências naturais do sistema com acoplamento em função de μ (Marques et al. [2000])

ADV ativo adaptativo (rigidez variável)

“Evidentemente, comparados aos ADVs passivos, a implementação dos ADVs ativos é mais complexa, envolvendo fatores importantes tais como a instabilidade, o sensoriamento e as estratégias de controle”. Marques et al. [2000]

Posto isto, os ADVs passivos são amplamente implementados e sintonizados para uma única frequência de atuação.

“No entanto esta solução para redução nos níveis de vibração não pode ser usada em casos de frequências de excitação desconhecidas ou variáveis. Esta dificuldade pode ser resolvida se o sistema se adaptar às frequências de excitação. Esta adaptação pode ser realizada com incorporação de elementos atuadores, transformando desta forma o sistema em um ATVA (*Adaptive Tuned Vibration Absorber*) ou absorvedor de vibrações sintonizado adaptativo.” Aquino et al. [2011]

A Figura 2.8, apresenta um esquemático físico de um absorvedor de vibração ativo adaptativo. Onde as práticas de controle promovem uma ação sobre o atuador $u(t) = gx_2(t - \tau)$.

Considerando o ADV ativo isolado a equação do movimento é definida por:

$$m_2\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2 + gx_2(t - \tau) = 0 \quad (2.19)$$

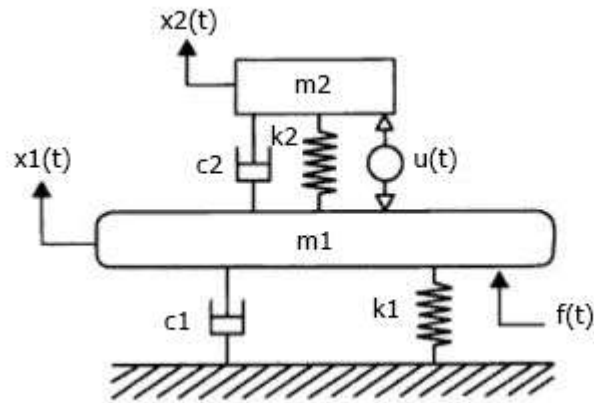


Figura 2.8: Absorvedor de vibrações sintonizado adaptativo. (Adaptado Hurmuzlu and Nwokah [2001])

No domínio da frequência tem-se a equação característica do Absorvedor de vibrações ativo.

$$m_2\Omega^2 + c_2\Omega + k_2 + ge^{-\tau\Omega} = 0 \quad (2.20)$$

Esta equação, possui infinitas soluções para g e $\tau \geq 0$. O que pode ser observado a partir da Figura 2.9, a qual remete ao lugar das raízes da equação (2.20).

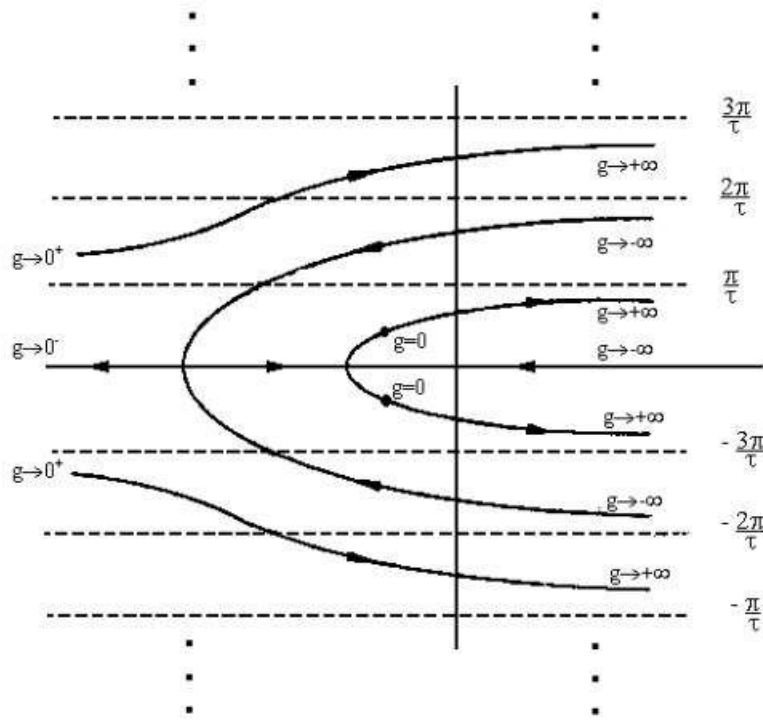


Figura 2.9: Lugar das raízes da equação (2.20) (Olgac and Holm-Hansen [1995])

Equacionando-se o sistema de modo similar ao realizado na seção anterior para ADVs passivos, tem-se as expressões matriciais, que descrevem o sistema abaixo, segundo Aquino et al. [2011].

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fe^{(i\Omega t)} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} gx_2(t - \tau) \\ -gx_2(t - \tau) \end{Bmatrix} \quad (2.21)$$

Passando a equação (2.21) para o domínio da frequência obtém-se:

$$\frac{X_1}{F}(\Omega) = \frac{m_2\Omega^2 + c_2\Omega + k_2 + ge^{-\tau\Omega}}{(m_2\Omega^2 + c_2\Omega + k_2 + ge^{-\tau\Omega})P(\Omega) + m_2\Omega^2(c_2\Omega + k_2)} \quad (2.22)$$

Onde $P(\Omega)$ é definido pela expressão infracitada, a qual remete ao polinômio característico do sistema primário isolado.

$$P(\Omega) = m_1\Omega^2 + c_1\Omega + k_1 \quad (2.23)$$

Por conseguinte, as raízes do numerador da equação (2.22) anulam a expressão. Definido por Aquino et al. [2011], tal afirmativa, acarreta em uma anti-ressonância do sistema, sendo a sintonização do ADV - para uma frequência Ωi inserida na equação (2.20) - tal qual a seguir.

$$g = |-\Omega^2 m_2 + i\Omega c_2 + k_2| = \sqrt{(k_2 - \Omega^2 m_2)^2 + (\Omega c_2)^2} \quad (2.24)$$

$$\angle(-\Omega^2 m_2 + i\Omega c_2 + k_2) = (2K + 1)\pi - \Omega\tau \quad (2.25)$$

2.3.6 Movimento transversal de vigas

A caracterização de movimento de uma viga engastada e com uma massa associada a extremidade livre pode ser observada nas equações abaixo, as quais tem como premissa a figura infracitada.

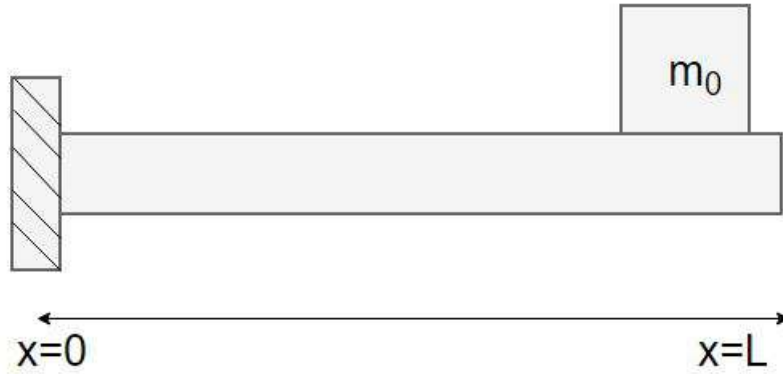


Figura 2.10: Viga engastada-livre com massa associada a extremidade livre.

De acordo com Balachandran and Magrab [2011] as equações de balanço de vigas contendo massa em sua extremidade são tais como:

- Equação característica

$$\frac{(M_0\lambda L)}{m_0} [\cos(\lambda L) \sinh(\lambda L)] - \sin(\lambda L) \cosh(\lambda L) + \cos(\lambda L) \cosh(\lambda L) + 1 = 0 \quad (2.26)$$

- Forma de onda

$$W_n = \frac{T(\lambda L) + (\frac{M_0}{m_0})\lambda L S(\lambda L)}{(\frac{M_0}{m_0})\lambda L T(\lambda L) + Q(\lambda L)} T(\lambda L) + S(\lambda L) \quad (2.27)$$

Sendo Q,R,S e T funções adimensionais conforme as equações infracitadas.

$$Q(\lambda L) = 0.5[\cosh(\lambda L) + \cos(\lambda L)] \quad (2.28)$$

$$R(\lambda L) = 0.5[\sinh(\lambda L) + \sin(\lambda L)] \quad (2.29)$$

$$S(\lambda L) = 0.5[\cosh(\lambda L) - \cos(\lambda L)] \quad (2.30)$$

$$T(\lambda L) = 0.5[\sinh(\lambda L) - \sin(\lambda L)] \quad (2.31)$$

A frequência natural de uma viga em balanço com uma massa na extremidade, desprezando-se a inércia da viga, pode ser expressa por:

$$\omega_n^2 = \frac{K}{M_0} = \frac{3}{M_0} \left(\frac{EI}{L} \right) \quad (2.32)$$

Para consideração onde a inércia da viga não é desprezada a equação 2.32 é dada por:

$$\omega_n^2 = \frac{EI\lambda L_1^4}{\rho AL^4} = \left(\frac{EI}{L^3}\right) \frac{\lambda L_1^4}{m_0} \quad (2.33)$$

Em que λL_1 corresponde ao menor coeficiente da frequência natural w_n , o qual pode ser obtido por meio da solução da equação 2.26.

Rigidez mecânica

A rigidez mecânica de uma viga engastada pode ser obtida por meio de seus parâmetros mecânicos tais como, módulo de elasticidade, momento de inércia, comprimento linear efetivo. O esquemático a seguir determina os parâmetros de análise para formulação da equação de rigidez mecânica.

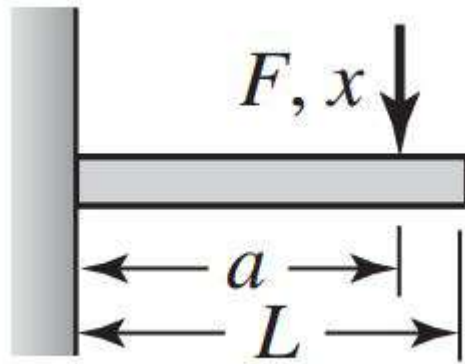


Figura 2.11: Rigidez mecânica viga semi engastada. (adaptado de Balachandran and Magrab [2008]).

Segundo Balachandran and Magrab [2008], para vigas conforme a Figura 2.11, a rigidez é dada por:

$$k = \frac{3EI}{a^3} \quad (2.34)$$

$$0 < a \leq L$$

Rigidez mecânica paralela

A combinação de vigas engastadas de forma paralela fornece uma rigidez equivalente, a qual pode ser obtida ponderando-se a força aplicada na extremidade. Para molas, conforme apresentado na figura a seguir, a força F aplicada produz um deslocamento x dependente da rigidez de cada mola associada.

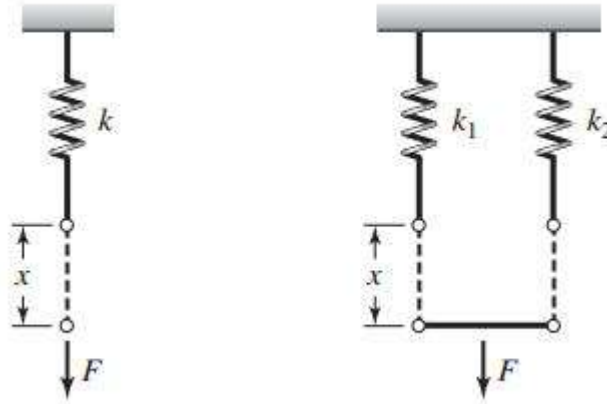


Figura 2.12: Rigidez paralela. (adaptado de Balachandran and Magrab [2008]).

De acordo com Balachandran and Magrab [2008] a rigidez equivalente é expressa por:

$$k_e = k_1 + k_2 \quad (2.35)$$

Já o deslocamento associado a força e rigidez equivalente pode ser expressado conforme a equação abaixo.

$$x = x_1 + x_2 = \frac{F}{k_e} \quad (2.36)$$

Momento de Inércia

O momento de inércia consiste no grau de dificuldade de se alterar o estado de movimento de um corpo. É obtido a partir dos parâmetros físicos de um dado objeto de análise, sendo estes, seu formato, comprimento e massa. Geralmente é equacionado sendo definido pelo centro de massa ou um ponto fixo no corpo. As equações abaixo, de acordo com Balachandran and Magrab [2008], representam o momento de inércia para barras (J) e chapas (I).

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.37)$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (2.38)$$

Massa equivalente

Em aplicações de dinâmica de estrutura, a oscilação harmônica sobre uma mola ou barra delgada depende da massa equivalente, isto é, considera-se a massa do corpo somada a da mola. De acordo com o método de Rayleigh, a saber Weaver Jr et al. [1990], e das imagens a seguir, o equacionamento infinitesimal fornece tensão de esforço máxima relacionada a massa equivalente.

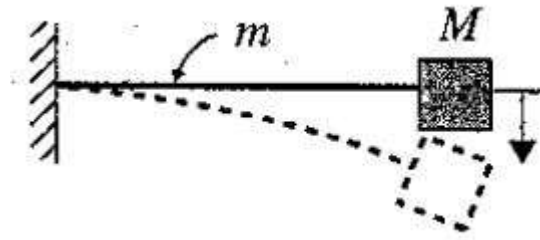


Figura 2.13: Massa referente a viga (adaptado de Rao and Yap [2011]).

$$m_{eq} = M + 0.23m \quad (2.39)$$

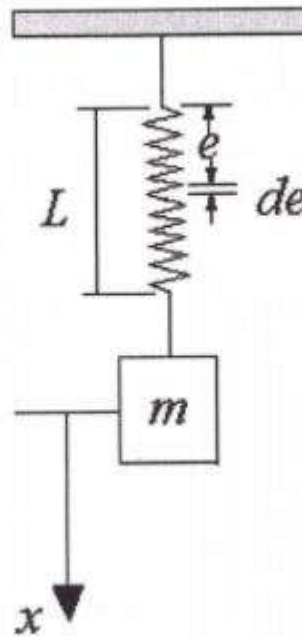


Figura 2.14: Massa equivalente (adaptado de Weaver Jr et al. [1990]).

Portanto, é necessário modificar a modelagem dos sistemas em espaço de estados, incluindo um terço da massa da barra delgada na matriz de massas, somada à massa do ADV, gerando assim uma massa equivalente.

2.3.7 Linearização

Grande parte dos sistemas físicos reais são de natureza não linear, assim sendo, é necessário o estudo de suas limitações, considerações e como tratá-los por aproximações linearizantes.

“Um sistema é não linear se o princípio da superposição não se aplicar a ele. Assim, para um sistema não linear, não se pode obter a sua resposta a duas entradas simultâneas considerando as entradas individualmente e somando-se os resultados.” Ogata et al. [2003]

Em termos de espaço de estados, um sistema é descrito de acordo com Hespanha [2009], conforme as equações diferenciais a seguir:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x,u) \\ \dot{y} &= g(x,u)\end{aligned}\tag{2.40}$$

Para x , y e $u \in \mathbb{R}$, com dimensões diferentes.

Ponto de Equilíbrio

Os pontos de equilíbrio são um fator determinístico na obtenção uma aproximação linear do modelo de um sistema, igualando-se as equações diferenciais à 0, a solução destas, fornecem os pontos de equilíbrio de cada estado associado ao sistema.

De acordo com Hespanha [2009] um par $(x^{eq}, u^{eq}) \in \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^k$ é denominado ponto de equilíbrio se $f(x^{eq}, u^{eq}) = 0$.

“[...] se o sistema operar em torno de um ponto de equilíbrio e os sinais envolvidos foram pequenos, então é possível aproximar o sistema não linear por um sistema linear. Esse sistema linear é equivalente ao sistema não linear considerado dentro de um conjunto limitado de operações. Esse modelo linearizado(modelo linear, invariante no tempo) é muito importante na engenharia de controle.” Ogata et al. [2003]

Aproximação por série de Taylor

Para um ponto de equilíbrio conhecido, uma função não linear pode ser expandida em série de Taylor conforme as equações a seguir.

$$f(x) \simeq f(x^{eq}) + \frac{df(x^{eq})}{dx}(x - x^{eq}) + \frac{1}{2!} \frac{d^2f(x^{eq})}{dx^2}(x - x^{eq})^2 \dots\tag{2.41}$$

Segundo Ogata et al. [2003], quando a variação de $x - x^{eq}$ é relativamente pequena, pode-se desprezar termos de ordem elevada. Logo, a equação (2.41) para múltiplas variáveis, truncando-se na primeira iteração de derivadas, é tal qual a seguir.

$$f(x,u) \simeq f(x^{eq}, u^{eq}) + \frac{\partial f(x^{eq}, u^{eq})}{\partial x}(x - x^{eq}) + \frac{\partial f(x^{eq}, u^{eq})}{\partial u}(u - u^{eq})\tag{2.42}$$

Para Hespanha [2009], a linearização em série de Taylor representada em matrizes Jacobianas, no espaço de estados, é dada conforme as equações abaixo.

$$\begin{aligned} A &:= \frac{\partial f(x^{eq}, u^{eq})}{\partial x}, B := \frac{\partial f(x^{eq}, u^{eq})}{\partial u}, \\ C &:= \frac{\partial g(x^{eq}, u^{eq})}{\partial x}, D := \frac{\partial g(x^{eq}, u^{eq})}{\partial u} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Realimentação linearizante

Em alguns casos, mesmo conhecendo-se os pontos de equilíbrio do sistema, não se é possível lineariza-lo por meio das técnicas de aproximação. Segundo Khalil and Grizzle [2002] sistemas não lineares tais como a seguir, são possíveis de linearizar por meio de difeomorfismo.

$$\dot{x}(t) = f(x) + G(x)u \quad (2.44)$$

Assim sendo, existe uma realimentação de controle, a ser substituída por u como uma ação linearizante, onde u é demonstrado na equação abaixo como o sinal de controle não linear.

$$u = \alpha(x) + \beta(x)v \quad (2.45)$$

Logo, v é o sinal de controle, linear, obtido por meio de realimentação de estados, teoria apresentada a seguir, α e β remetem as funções que mitigam os efeitos de $G(x)$, linearizando-se assim o sistema.

2.3.8 Controle por realimentação de estados

A realimentação de estados é uma forma versátil de se implementar um controlador, onde é feito o uso dos próprios estados atuantes, diretamente ou não, para gerar o sinal de controle. As aplicações reais em sua maioria não permitem o acesso direto aos estados do sistema, sendo assim, para controlá-lo antes é necessário realizar a construção de um observador, o qual é mais detalhado a seguir.

Controlabilidade

Segundo Ogata et al. [2003], a controlabilidade é dada pela análise da expressão a seguir.

$$C = [A|AB|A^2B|\dots|A^{n-1}B] \quad (2.46)$$

A partir da matriz apresentada na equação (2.46), é possível obter as informações de controlabilidade do sistema. Analisando-se o posto da mesma, sendo o determinante diferente de 0 garante-se um sistema LI logo, controlável.

Após verificada a controlabilidade, a expressão para obtenção do controlador são dada por

$$\dot{x}(t) = (A - BK)x \quad (2.47)$$

Em que K remete ao vetor linha dos ganhos a serem inseridos no controlador.

A equação (2.47), pode ser inferida a partir da análise do diagrama de blocos apresentada na figura infracitada.

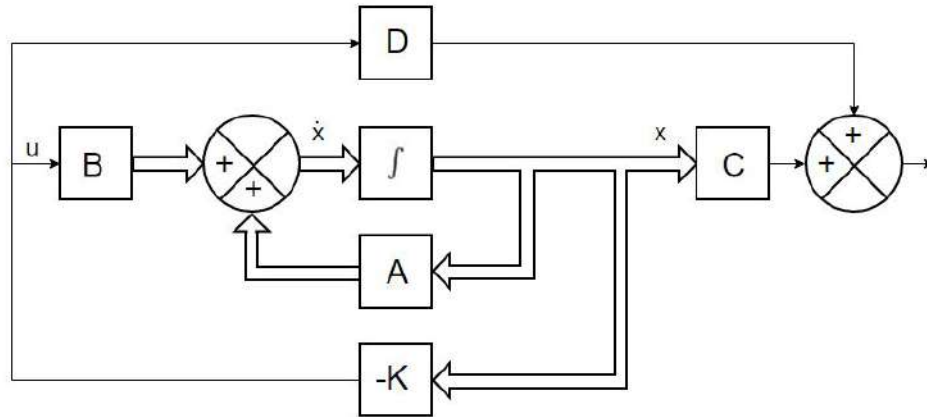


Figura 2.15: Diagrama de blocos realimentação de estados (Adaptado Ogata et al. [2003])

Por fim, para definir os valores do ganho K , deve-se calcular os autovalores associados ao novo sistema representado na Figura 2.15 e na equação a seguir.

$$P(s) = |sI - (A - BK)| = |sI - A + BK| \quad (2.48)$$

A partir da equação (2.48), onde $P(s)$ é o polinômio dos polos previamente alocados, obtêm-se todos os valores possíveis de K .

Observabilidade

Em grande parte dos sistemas não se é possível ter acesso direto aos estados, sendo assim, o observador é uma estimativa do valor real dos mesmos.

“[...] Na prática contudo, contudo, nem todas as variáveis estão disponíveis para realimentação. Então precisamos estimar as variáveis de estado não disponíveis. A estimativa de variáveis de estado não mensuráveis é comumente denominada observação. Um dispositivo (ou programa de computador) que estima ou observa variáveis de estado é denominado observador de estado ou simplesmente observador.” Ogata et al. [2003]

$$O = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

A análise da equação (2.49), é de forma análoga com a da equação (2.46), assim sendo, quando o posto da matriz O é completo, o determinante é diferente de 0 e o sistema é do tipo LI. Logo, o sistema é dito Observável. A figura abaixo representa o esquemático via diagrama de blocos de um sistema com observador e controlador por realimentação de estados.

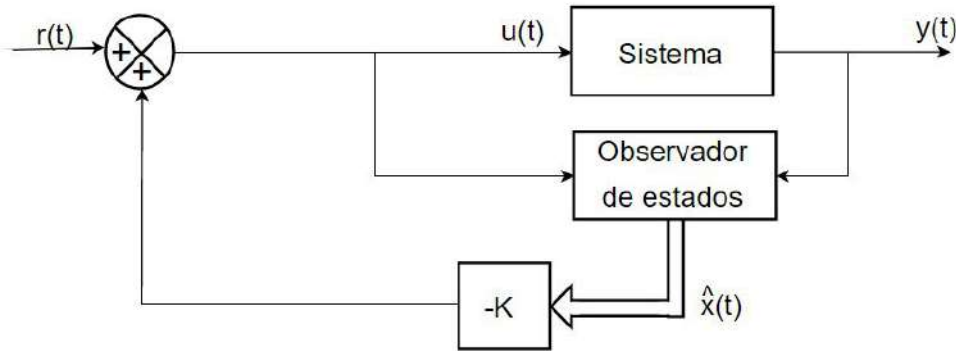


Figura 2.16: Diagrama de blocos realimentação de estados com observador (Adaptado Ogata et al. [2003])

Em que $\hat{x}(t)$ são os estados estimados do sistema.

Segundo Ogata et al. [2003], o observador é um subsistema reconstrutor do vetor de estado da planta. Considerando-se a equação (2.4) e a (2.5) sendo $D = 0$, as equações estimadas podem ser observadas a seguir.

$$\dot{\tilde{x}} = A\tilde{x} + Bu + K_e(y - C\tilde{x}) = (A - K_eC)\tilde{x} + Bu + K_e y \quad (2.50)$$

Analogamente ao cálculo dos ganhos do controlador de estados, a matriz de ganho K_e é obtida a partir da análise da equação (2.50). por meio da expressão infracitada.

$$P_o(s) = |sI - (A - CK_e)| = |sI - A + CK_e| \quad (2.51)$$

Onde P_o é o polinômio gerado pela alocação de polos do observador.

2.3.9 Controle Embarcado (Sistemas discretos no tempo)

A evolução tecnológica permitiu a redução de custo de processamento nos sistemas por meio da quantização de sinais. Assim sendo, o controle embarcado promove a aplicação dos sistemas de controle em espaços reduzidos minorando assim a quantidade de componentes.

O sistemas discretos no tempo, são assim denominados por não apresentarem um sinal contínuo e sim amostrado. Posto isto, em dado período de tempo se tem acesso as informações limitando-se assim, a quantidade de informação para o mínimo necessário.

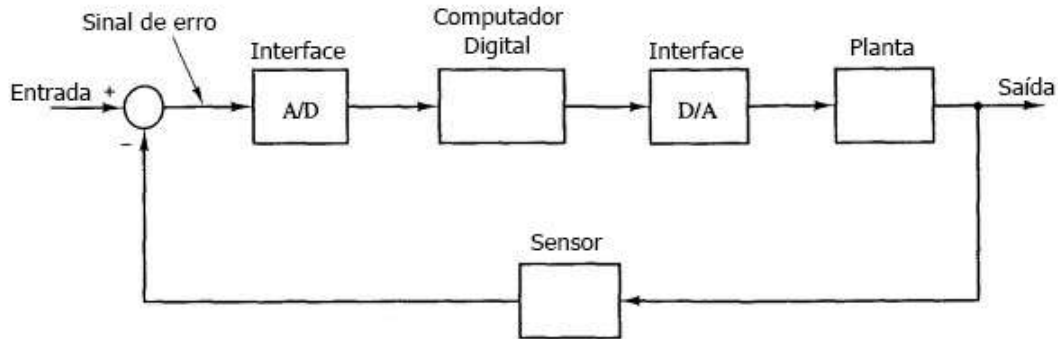


Figura 2.17: Diagrama de blocos realimentação de estados com observador (Adaptado Phillips and Nagle [2007])

O sistema de controle apresentado na Figura 2.17, é construído de forma que a entrada do sistema seja subtraída pela saída gerando-se assim, o sinal de erro. Que por sua vez, é convertido em um sinal quantizado para ser tratado em um computador digital. Em seguida, o sinal processado é convertido novamente para o âmbito analógico, aplicado á planta e realimentando negativamente o sistema.

Sinal Digital

A representação digital de um sinal é de suma importância conforme mencionado acima, entretanto, caso os parâmetros de construção da mesma sejam adotados de forma errônea, o sinal quantizado não representa o analógico. A figura abaixo demonstra como é realizada tal representação.

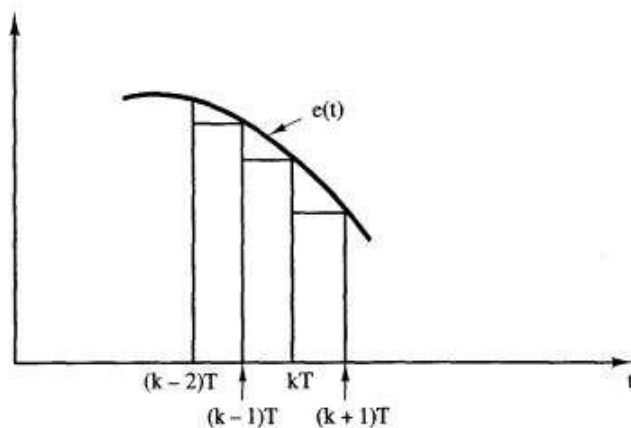


Figura 2.18: Sinal quantizado com segurador (Phillips and Nagle [2007])

O parâmetro T é o período de amostragem, a escolha deste é o que determina se a representação será eficaz ou não, já a constante K remete ao número da amostra. Ambos estão demonstrados na Figura 2.18 formando uma sequência de amostragem.

Zero order hold (segurador de ordem zero)

O segurador de ordem zero, comumente nomeado de ZOH, está presente nos sistemas digitais computacionais. Sendo assim, deve-se considerar seus efeitos presentes nas equações de um sistema. Uma informação antes de ocorrer uma próxima amostragem é mantida em seu estado anterior, sendo assim um pulso unitário por exemplo, se manterá com seu valor até que uma nova informação chegue, considerando o período de amostragem. Tal fator, é apresentado na figura abaixo.

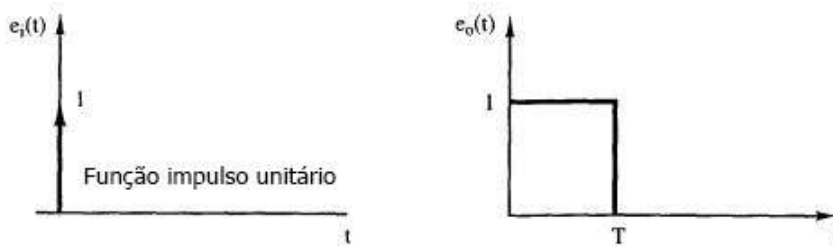


Figura 2.19: Entrada e saída de sinais sem segurador e com ZOH (Adaptado Phillips and Nagle [2007])

A partir da Figura 2.19, percebe-se o quão é importante a escolha do período de amostragem T , fator o qual é demonstrado também na figura 2.18 onde, o sinal digital reconstruído aproximando-se do contínuo.

2.3.10 LMI

Concebidas pelo meio matricial, que descreve um dado sistema, as inequações de matrizes lineares (LMI) são ferramentas para otimização de soluções de controle. A partir das definições de Lyapunov, foi possível tratar e analisar problemas complexos, garantindo assim, a estabilidade de um sistema dentro dos parâmetros estabelecidos pelo método em questão.

Estabilidade de Lyapunov

Segundo Duan and Yu [2013], a solução analítica das LMIs de Lyapunov foi concretizada tendo como premissa o sistema linear abaixo.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) \quad (2.52)$$

Tal solução é pautada também pela inequação de Lyapunov.

$$A^T P + PA + Q < 0 \quad (2.53)$$

A equação (2.52), é assintoticamente estável, ou seja, os autovalores associados a matriz A do sistema possuem parte real negativa, se existir uma matriz definida positiva P que satisfaça a expressão

$$A^T P + P A < 0 \quad (2.54)$$

A solução da equação (2.54), garante que a equação (2.53) possa ser expressa em

$$A^T P + P A = -Q \quad (2.55)$$

Para qualquer matriz Q não nula, que satisfaça $Q = Q^T$.

2.3.11 Critérios de avaliação

São empregados para avaliar o desempenho dos controladores, a fim de quantizar a sua eficiência por meio de dados numéricos obtidos a partir do erro associado ao processo.

ISE (Integral do quadrado do erro)

Empregada na definição de sistemas subamortecidos e superamortecidos onde é mensurado o valor do erro e por meio da equação abaixo define-se o índice de desempenho.

$$ISE = \int_0^T e^2 dt \quad (2.56)$$

Em que a variável “e”, representa o erro.

IAE (Integral do erro absoluto)

Amplamente utilizado em aplicações embarcadas para cálculos computadorizados, onde o sinal do erro não é de grande relevância. A equação a seguir representa o critério de desempenho.

$$ITAE = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (2.57)$$

ITAE (Integral do quadrado do erro)

Empregado para contribuição de redução de grandes erros iniciais no valor da integral de desempenho, enfatizando erros que acontecem após longos períodos de tempo na resposta.

$$IAE = \int_0^T te^2 dt \quad (2.58)$$

Metodologia

Inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica e uma fundamentação teórica, aprofundada, a fim de obter informações a respeito do que já foi desenvolvido na área, bem como as limitações e facilidades pertinentes ao projeto. Esta etapa atentou-se também para o conhecimento e domínio da operação do protótipo de estrutura, implementado com ADV passivo, já existente no CEFET MG, Campus V. Em seguida, a problemática foi analisada com maior riqueza de detalhes, tendo como objetivo a prevenção de possíveis fatores que poderiam vir a intervir no processo. Para o tal, a atualização da estrutura foi de suma importância para a implementação o deslocamento de massa no sistema. Esta, por sua vez, foi submetida a uma análise modal em *softwares* de simulação, para melhoria das características do projeto. Com a estrutura modificada disponível, as técnicas de controle embarcado foram empregadas para tratar as vibrações do sistema. Por fim, os controladores adotados foram avaliados para validação do projeto.

A figura a seguir, demonstra o seguimento das atividades para a concepção do projeto como um todo. Dentre os passos infracitados, os de cunho teórico, garantiram uma visão melhor do tema, além de, oferecer um embasamento para a adaptação da estrutura existente e metodológico, sendo esses projetos e simulações. Assim sendo demais passos consistiram em validação e implementação física com verificação dos controladores.

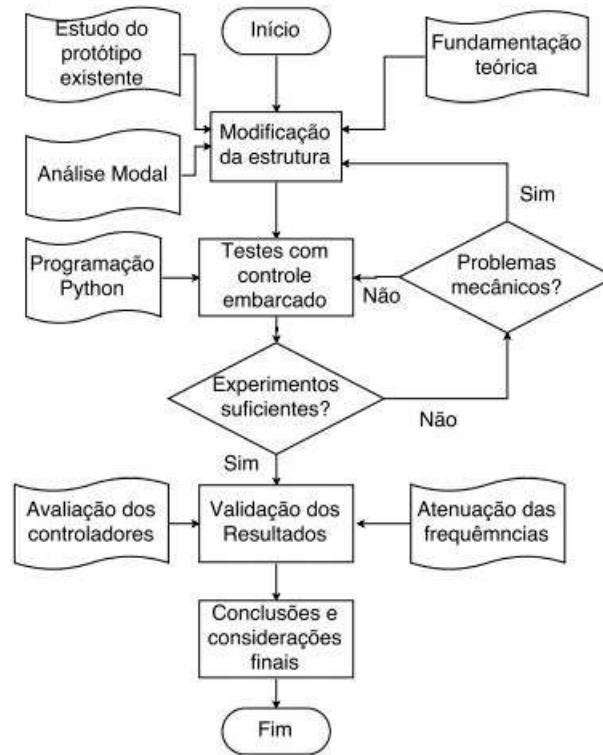


Figura 3.1: Fluxograma das atividades

3.1 Materiais

Abaixo estão listados os materiais, *softwares* e equipamentos empregados para concepção do projeto.

3.1.1 Eletrônica e atuadores

Raspberry

Um pequeno dispositivo com alta capacidade de processamento se comparado aos microcontroladores convencionais, tais como Arduino e PIC. É empregado em projetos que requerem uma velocidade elevada de tratamento de dados, como por exemplo, visão computacional. A versão utilizada neste trabalho é a Pi 3 modelo B, remetente ao lançamento atual deste tipo placa.



Figura 3.2: Raspberrypi3

Motor de passo Nema17

Empregado em processos que demandam precisão em posicionamento, os motores de passo, nema 17, operam com corrente contínua em uma tensão de alimentação de 3 até 20 volts, e uma corrente de 1 até 1.7 Amperes.



Figura 3.3: Motor de passo nema 17

Driver de motor de Passo

O driver A4988 é um controlador de corrente para motores de passo, opera de forma a gerenciar energia externa para o motor e conduzir a corrente para as bobinas. Para o funcionamento do circuito de comando é necessária a alimentação de 3 a 5 Voltz, que pode ser fornecida por um microcontrolador.



Figura 3.4: Driver de motor de passo A4988.

Conectores macho/fêmea

Os conectores, também conhecidos como *jumpers*, permitem a praticidade de conexão de componentes eletrônicos em placas controladores.



Figura 3.5: Conectores macho/fêmea.

Acoplador de motor de passo/5mm

Para conexão da barra roscada, de 5mm, no eixo do motor de passo, utiliza-se um acoplador com parafusos. Este conector é empregado em impressoras 3D e em máquinas que usam movimentação linear por meio de motores.



Figura 3.6: Acoplador de motor de passo/5mm.

Chave de fim de curso

Empregadas para limitação de movimento, sendo de cunho mecânico enviam um sinal ao receber contato fechado



Figura 3.7: Chave de fim de curso.

3.1.2 Softwares

Solid Works

O *software* SolidWorks, é utilizado para modelagem de peças sólidas e para simulação de processos. Amplamente empregado na produção de modelos computacionais de peças feitas por meio de impressão 3D. A versão 2016 contempla funções de otimização de simulação e de modelos sólidos básicos pre-feitos.

Repetier Host

Software, gratuito, para obtenção de código G, interpretado por máquinas do nicho CNC, a partir de um modelo 3D previamente produzido. Interfaceia uma impressora 3D e o computador enviando assim as informações necessárias para produção de peças.

Abaqus

Um *software* empregado para simulações mecânicas tendo por objetivo a análise dinâmica e modal, possibilita a importação de modelos 3D, não sendo necessário refazê-los no próprio programa.

Altair HyperWorks OptiStruct

Software disponibilizado pela Altair versão gratuita para estudante, é utilizado para simulações de cunho mecânico sendo empregado em casos dinâmicos e estáticos. Permite a importação de modelos oriundos de outros programas.

Anaconda

Software gratuito para programação em linguagem Python, contém uma interface amigável para o usuário e um sistema de acesso a bibliotecas *on-line* sem precisar acessar navegadores

externos. O compilador verifica se a sintaxe está de acordo com a linguagem em questão, além de apresentar funções de simulação para testes.

3.1.3 Prototipagem rápida

Impressora 3D

A impressão 3D fornece a prototipagem rápida para projetos, assim sendo, é utilizada quando há necessidade de avaliar se determinadas peças idealizadas, condizem ou não com o esperado. O processo de deposição de camadas requer um grande cuidado por parte do projetista uma vez que, em determinadas aplicações estas podem vir a se romper. Existem métodos de tratamento que garantem uma maior durabilidade e até mesmo viabilizam aplicações diretas de pequeno porte, não se limitando apenas a protótipos.



Figura 3.8: Impressora 3D.

Este equipamento conta com uma fonte de 360 watt, sendo o kw/h cotado em torno de 80 centavos, o gasto de energia é dado por 28.8 centavos a hora. O material utilizado para impressão é o ABS (acrilo butadieno estireno) é comercializado em forma de filamento, com um valor em torno de 135 reais para 600 metros. Posto isto, o custo de uma impressão 3D, é determinado por metros de material e tempo gastos o que pode ser visto a seguir.

$$valor = 0.288(horas) + 0.225(metros) \quad (3.1)$$

Acabamento com Solução de Acetona e Primer

A deposição de camadas na impressão 3D torna as peças frágeis, como o material ABS é solúvel em acetona, o tratamento em base de vaporização deste agente reorganiza as ligações de

cadeias carbonas. Logo, a superfície da peça torna-se lisa modificando assim suas propriedades mecânicas, garantindo maior resistência axial. A tinta Primer protege a superfície na qual é aplicada, evitando danos causados por umidade, aumentando também a durabilidade da peça.

3.1.4 Equipamentos do laboratório de química

A seguir são listados os equipamentos que foram utilizados no laboratório de química do campus.

Agitador Magnético Macro com Aquecimento 220V Q261-22 Quimis

Este equipamento possui as funções de agitar e aquecer separadas, portanto, foi empregado somente o aquecimento. Atinge uma temperatura máxima de 400° C com uma potência de 600 W.



Figura 3.9: Agitador Magnético Macro com Aquecimento

Balança Mark 210A

A balança Mark 210A é digital e apresenta um erro máximo associado de 1mg, tendo uma faixa de medição de 100mg até 210g, é empregada em processos que demandam a pesagem de objetos, reagentes e equipamentos pequenos.



Figura 3.10: Balança Mark 210A.

Balança JB

Este tipo de balança é analógica e comparadora, possui um erro máximo associado de 0,2 g e uma faixa de medição de 4g até 1.610g. É necessário destreza do operador para movimentação dos pesos padrão ajustando assim a comparação dos valores.



Figura 3.11: Balança JB.

3.1.5 Estrutura adotada

Foi adotada a estrutura da bancada didática - já disponível no campus -, sendo composta por quatro suportes: uma mesa, uma base de sustentação e elementos de fixação, tais como parafusos

e porcas. O esquemático da estrutura pode ser observado na figura a seguir. Desenvolvida pelo aluno Edson Rafael de Oliveira Ribeiro (2015), em seu trabalho de conclusão de curso, a estrutura é constituída de aço 1020 e pode ser modelada como um sistema de um grau de liberdade. Possui também um ADV passivo acoplado sintonizado para a frequência de ressonância da estrutura, isto é, para atenuar a faixa de frequência compreendida entre 10 e 12 Hz; Para maior detalhes veja Ribeiro [2015 - Engenharia Mecatrônica - CEFET-MG Campus V].



Figura 3.12: Bancada didática de testes - Edson Ribeiro (2015)

3.1.6 Equipamentos para o experimento vibracional

Neste tópico são apresentados os equipamentos com os quais serão realizados os testes vibracionais na estrutura atualizada.

Excitador modal 4824

Este dispositivo possui uma força senoidal de 100N, uma ampla faixa de frequência, e deslocamento de 1 polegada de pico a pico. É amplamente aplicado para testes de detecção de danos estruturais, análise dinâmica de estruturas e correlação de elementos finitos.



Figura 3.13: Excitador Modal

Acelerômetro Piezoelétrico

Este dispositivo é empregado na mensuração de frequências, possui uma sensibilidade de $1.02 \frac{mV}{(m/s^2)}$, uma faixa de medição de $\pm 5000(g)$ e uma faixa de frequência de 1 a $10kHz$



Figura 3.14: Acelerômetro piezoelétrico

Gerador de sinais - TEKTRONICS AFG3022C

Gerador de sinais com 2 canais de saída, reproduz formas de onda senoidal - $1\mu Hz$ a $25MHz$ - quadrada - $1\mu Hz$ a $12,5 MHz$ - rampa - $1mHz$ a $250kHz$ - além de uma taxa de amostragem de $250MS/s$ e 14 bits de resolução vertical ft.

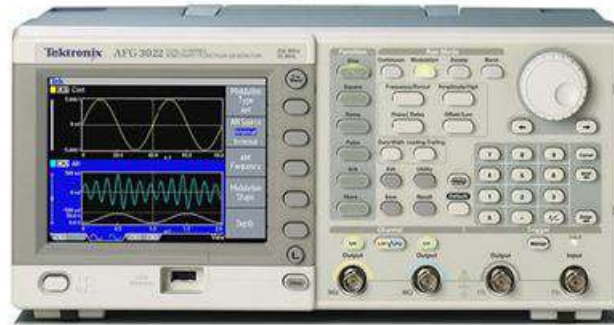


Figura 3.15: Gerador de sinais

Amplificador Tipo 2732

Este dispositivo possui distorção e desligamento automático do sinal de alimentação para condições de falta externa ou sobrecarga, prevenindo assim possíveis falhas no sistema. Sua tensão máxima é de 12 V, com corrente limite de 7.5 a 12 A, resposta de frequência de 40Hz à 100KHz e um ganho máximo de 14 dB.



Figura 3.16: Amplificador

3.2 Materiais e Equipamentos Adquiridos

Para a concepção do projeto foram enumerados materiais citados no início do capítulo anterior, a tabela abaixo contém os valores.

Tabela 3.1: Lista de Materiais

Material	Quantidade	Valor Unidade (R\$)	Valor total (R\$)
Motor de Passo nema 17	1	90	90
Acoplador 5mm	1	31	31
Barra roscada Nylon	1m	30	30
Chapa de alumínio 1.2mm	1 m	10	10
Porca m5	2	0.05	0.1
Porca m3	2	0.05	0.1
Parafuso m3x3	4	0.25	1
Driver de motor de passo (A4988)	1	10	10
Raspberry Pi3	1	254	254
Solução de acetona	1 L	36	36
Spray Tinta primer	250 ml	16	16
Peças impressas	4	-	8.52
Chaves fim de curso	4	4	16
Diodo 6A10 – JF	1	1	1
Capacitor 60V 100 μF	1	1	1
Total	-	-	504.72

Os materiais foram adquiridos por disposição de orçamento próprio.

Tabela 3.2: Lista de Equipamentos

Equipamento	Lab.
Impressora 3D	-
Balança Mark 210A	316
Balança JB	316
Agitador Magnético macro com Aquecimento	316
Amplificador Tipo 2732	323
Excitador modal 4824	323
Acelerômetro Piezoelétrico	323
Gerador de sinal - TEKTRONICS AFG3022C	323

Já os equipamentos, foram fornecidos pelo campus, sendo necessário utilizá-los em seus devidos laboratórios.

3.3 Atualização física da estrutura adotada

O ADV controlado remete a uma massa deslocada linearmente sobre a estrutura, e tal movimentação é reproduzida mediante o uso de um motor de passo, em um sistema de tração, por meio de barra roscada e uma porca fixada. A posição que a massa deve estar, bem como a aceleração do movimento deve ser devidamente calculada.

3.3.1 Projeto da nova estrutura

Conforme citado na seção anterior, o estudo da estrutura adotada foi de suma importância para delimitação dos parâmetros, iniciais, físicos. A partir desses, deu-se início ao projeto do ADV adaptativo.

De acordo com a Figura (3.12), no centro da parte superior encontra-se o engaste para o absorvedor passivo. Assim sendo, seguindo-se o mesmo raciocínio neste local será fixado o protótipo de ADV ativo.

ADV adaptativo

O deslocamento de massa, proposto para variação dos parâmetros de sintonia, é de forma vertical sendo assim a transmissão rotacional do motor foi convertida para movimento linear. Tal transição, é efetuada por meio de uma barra roscada, fixa ao eixo do motor, com uma porca acoplada, fixa a uma massa, ao se movimentar a barra a peça movimenta-se de forma axial.

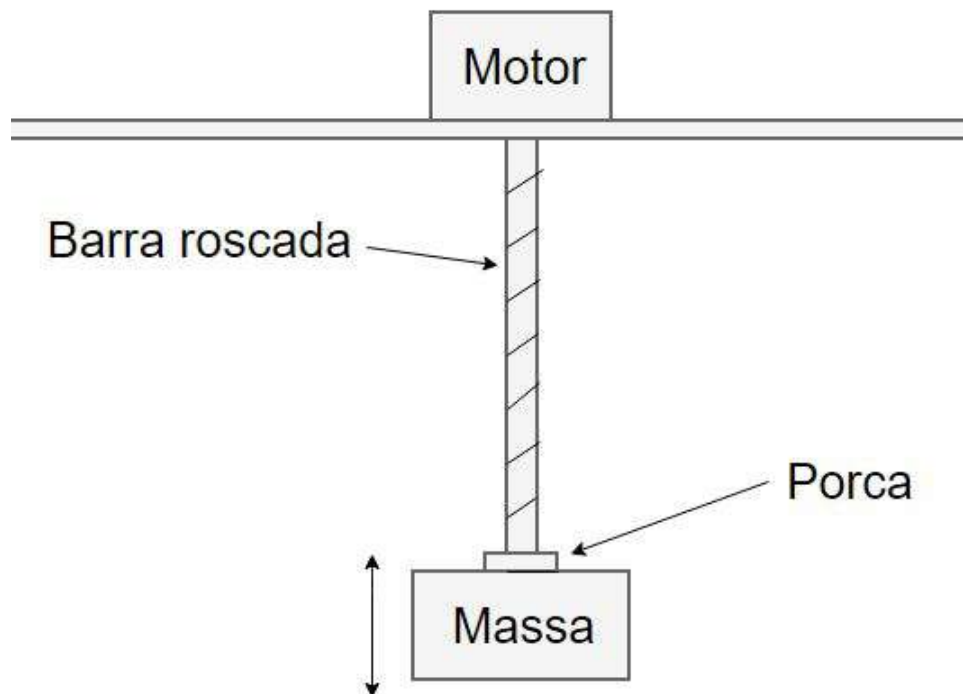


Figura 3.17: Projeto do deslocamento de massa.

Entretanto, somente utilizando a barra roscada, a massa também iria rotacionar o mesmo tempo que se movimentava verticalmente. Isto posto, duas chapas guias foram posicionadas em cada extremidade da massa, limitando assim a movimentação para 1 grau de liberdade. Definido como executar o deslocamento de massa, o passo seguinte consistiu em idealizar o acoplamento do dispositivo em questão na estrutura. Sendo necessário considerar a fixação do motor e dos eixos guia. Para tal, foi utilizada a fixação com parafusos e porcas, permitindo assim modificações, almejando a variação de parâmetros. A figura a seguir ilustra a fixação projetada.

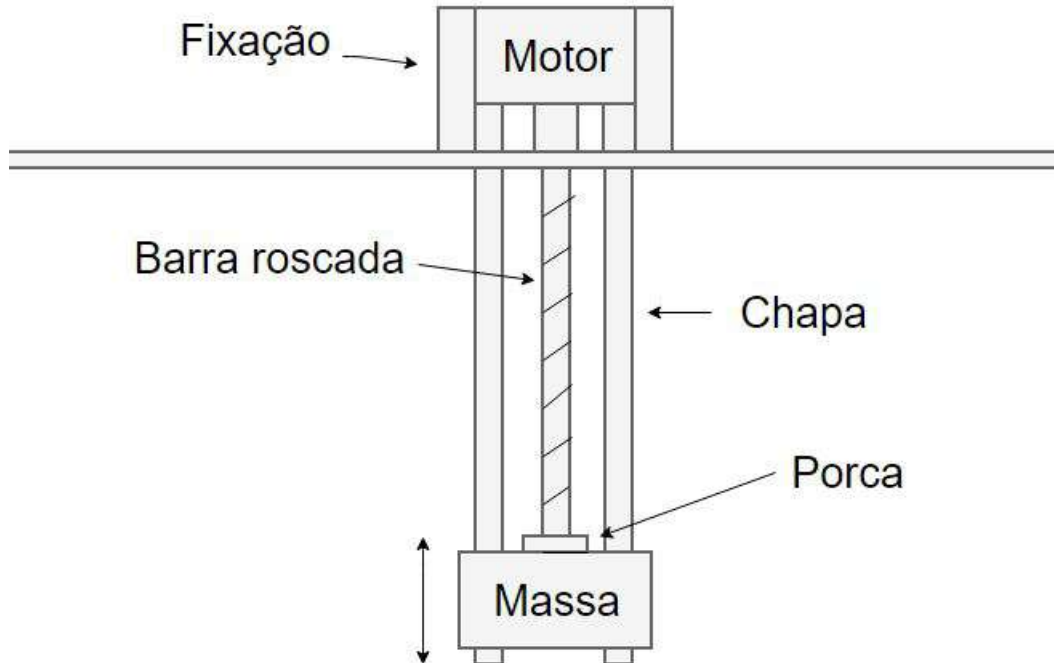


Figura 3.18: Projeto do deslocamento de massa com barra guia.

Projeto das peças

Determinado o motor de passo a ser empregado, nema 17, o passo seguinte consistiu em avaliar como fixá-lo a barra roscada. Comercialmente é empregado o acoplador de 5mm para barras M5. Sendo assim, a barra central foi determinada por um produto amplamente utilizado e encontrado no mercado. Logo, a porca de movimentação, também com o mesmo diâmetro foi selecionada, em detrimento destas medidas projetou-se o furo central da massa.

As chapas foram dimensionadas a partir da rigidez equivalente esperada, os parafusos selecionados remetem ao valor de 3mm, adotados para fixação das chapas no suporte próximo ao motor.

Após determinar os furos, optou-se por garantir que a massa pudesse ser variável, para assim atingir um nível de variação de parâmetros para análise de frequências distintas. Para o tal, idealizou-se a massa como duas peças de encaixe onde o centro é vazio para colocação de

materiais diferentes, o que pode ser observado na figura a seguir. Logo, o projetista pode trocar as massas 1 e 2 para realizar a variação.

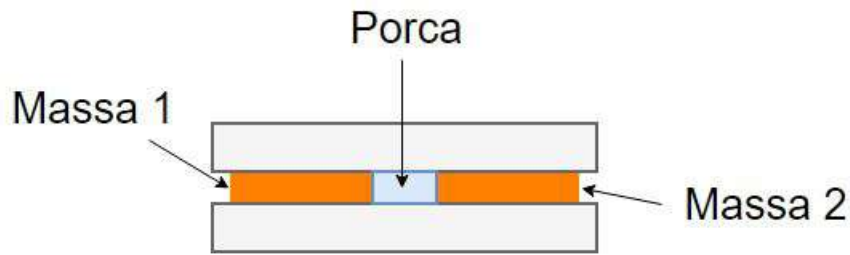


Figura 3.19: Protótipo para variação de massa

Destarte, as peças foram modeladas no software *SolidWorks* para atender as definições citadas acima.

3.3.2 Produção das peças

Para a análise estrutural e dinâmica, é preciso conhecer os parâmetros físicos tais como dimensões e massa, sendo assim, deu-se início a produção das peças, optando por usar o recurso da prototipagem rápida por meio da impressão 3D. Processo o qual é de baixo custo e de rápido acesso, além de garantir que a densidade dos modelos seja baixa, fator o qual contribui para o ajuste dos parâmetros de massa, conforme apresentado na Figura (3.19). O software Repetier Host realiza a interface entre os parâmetros de construção e a impressora 3D, sendo possível selecionar velocidade, preenchimento interno e externo, além dos aspectos relevantes para o processo de impressão 3D. A escolha do preenchimento varia de cada nicho de peça, para o projeto em questão foram adotados 20 % de preenchimento interno, os quais são realizados em forma de treliças e 3 camadas de material para a parede externa. Tal representação pode ser vista na figura a seguir. Estas configurações garantem resistência na superfície de contato e uma massa reduzida internamente sendo reforçada pela construção em treliça.

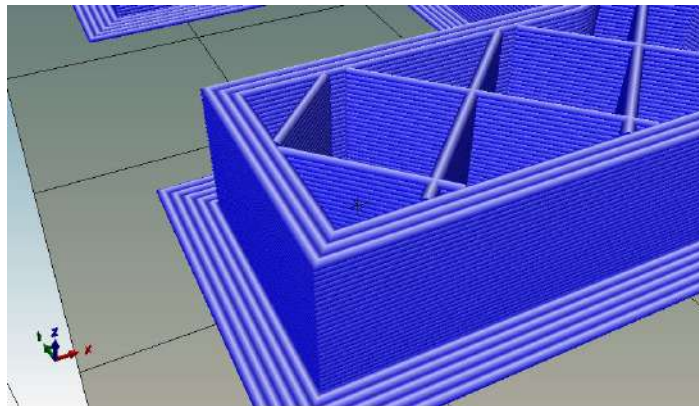


Figura 3.20: Preenchimento interno e externo de peças - Repetier Host

Para fixação das peças na mesa aquecida da impressora 3D é necessário adotar um recurso denominado Brim - que pode ser observado na Figura (3.20) - , tal recurso, remete a camadas finas de material, facilmente removíveis, para garantir que durante a produção as peças não venham a se descolar da superfície. É possível obter uma prévia do tempo e material gasto na simulação do programa em questão, sendo assim pode-se calcular o custo de cada um dos modelos. Após a impressão 3D as peças precisam ser tratadas, uma vez que, a deposição de camadas apesar de ser um processo amplamente utilizado, não apresenta resistência suficiente para determinados esforços. Assim sendo, o tratamento consiste em inicialmente retirar o brim e em seguida realizar o acabamento superficial com vaporização de Acetona.

Tal tratamento deve ser realizado com equipamentos de segurança - mesmo que a Acetona não seja tóxica -, tais como luvas, óculos, máscara, já que, este agente é volátil. Deve-se aquecer um recipiente a 80 graus Celsius, neste passo foi empregado o agitador magnético com aquecimento, adicionar 100ml de acetona, quantidade suficiente para tratar até 5 peças médias. Em seguida posicionar as peças com auxílio de fios para que elas não toquem o agente, e tampar-se o recipiente, gasta-se cerca de 40 minutos para a finalização do processo. Por fim, para uma melhora da superfície, utiliza-se uma tinta Primer em spray finalizando assim o processo de acabamento das peças impressas, garantindo durabilidade e resistência necessárias.

Pesagem das peças e materiais

Os dados da estrutura adotada informam que o peso total é de 22.61195 *kg*, a massa considerada para análise é de 1.063 *kg*. Entretanto, as peças produzidas e materiais adotados para a atualização da estrutura necessitavam ser mensurados. Para o tal, o procedimento adotado consistiu em pesar 8 vezes cada componente, por meio de dois tipos de balança, digital e analógica, almejando assim, obter uma média para o peso real. Inicialmente foi calibrado o nível bolha da balança digital, para que ela estivesse devidamente posicionada. Em seguida, ligou-se o equipamento com 30 minutos antes do seu uso e a calibração de pesagem, tarar a balança, foi executada. A balança analógica foi posicionada em uma superfície plana e um peso padrão foi mensurado para verificação do peso comparativo, assim sendo, as pesagens foram realizadas. Com o valor total da massa a ser acrescentada sobre a estrutura, aproximadamente 400 *g*, foi possível realizar as simulações com maior veracidade. O fator material gasto, peças de ABS garantiu tal metodologia, uma vez que, a velocidade de obtenção das peças, bem como seu custo, são relativamente baixos.

3.3.3 Simulação Estática

Conhecendo-se as dimensões das peças e dos materiais adotados, as propriedades mecânicas dos mesmos, a geração de análise de estrutura foi executada. Inicialmente, foram simulados o cunho estático para verificação de esforço, uma vez que, o ADV acoplado ao sistema não deve ter uma massa elevada, pois, pode vir a comprometer a estrutura em que está fixado. O Software Abaqus permite a importação de modelos 3D realizados em outros programas, sendo assim, bastou anexá-los para análise. Para tal, foi criada a malha de 5mm em toda a estrutura, incorporados os parâmetros físicos do aço 1020, módulo de elasticidade 205 *Gpa* e Coeficiente

de Poisson de 0.29 e densidade de 7850 kg/m^3 . Em seguida foram fixadas as extremidades inferiores da estrutura, e a força a ser aplicada foi calculada conforme a seguir.

$$F = ma = 0.4(9.81) = 3.924N \quad (3.2)$$

Logo, como a massa a ser adicionada na extremidade superior da estrutura é de 400 gramas, a força exercida pode ser calculada pela segunda Lei de Newton. Por conseguinte, definido o valor da força e o local em que esta seria aplicada, a simulação foi gerada. Para termos de segurança foi adotado um acréscimo de 30% do valor, o que remete a 5.1 N . A figura infracitada representa o esquemático da força abordada, onde $F = F1 + F2$.

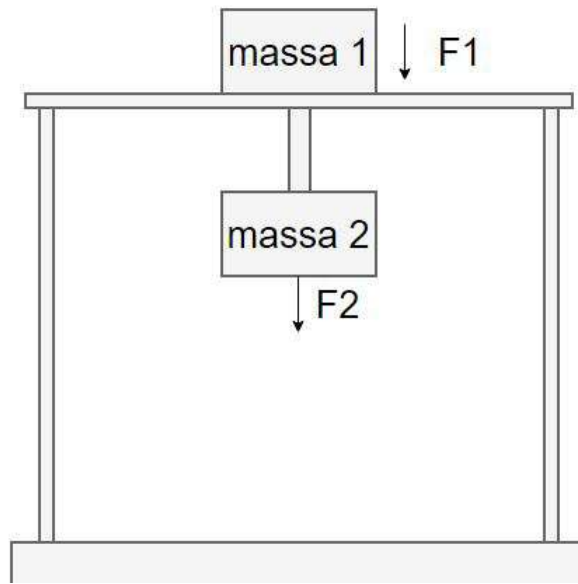


Figura 3.21: Ação da força peso sobre a estrutura.

3.3.4 Simulação Dinâmica sem ADV

Para a concepção do projeto mecânico, foi realizada a simulação dinâmica do sistema para análise modal sem a presença do ADV adaptativo. Almejando-se assim, traçar qual a frequência natural da estrutura modificada, o *software* empregado para este nicho de simulação foi o *OptiStruct* da *HyperWorks*. Para a simulação inicialmente foram definidos os materiais, sendo a estrutura aço 1020, propriedades mecânicas citadas na seção anterior, e o bloco superior de ABS, módulo de young 1 Gpa , coeficiente poisson 0.33 e densidade 1020 kg/m^3 . Em seguida, foi definida uma malha fina para construção dos materiais, o sistema foi submetido aos modos de vibração livre, sendo os 7 primeiros modos nulos. Ao final da simulação os resultados foram apresentados em um relatório visual do próprio programa.

3.3.5 Modelagem do sistema

Após as definições mecânicas do projeto, abordagem construtiva e simulações, o passo seguinte consistiu na geração do modelo do sistema. Logo, tendo como premissa as configurações

do ADV adaptativa adotado, e a fundamentação abordada alguns parâmetros devem ser analisados com cautela.

Rigidez Mecânica Paralela

O projeto mecânico do trabalho atentou-se para adequação da movimentação vertical de massa, por meio de uma barra roscada e motor de passo. Tal fator delimitou também a forma de obtenção dos parâmetros, para a geração do modelo do sistema. Assim sendo, a rigidez mecânica da viga considerada pode ser observada mediante a figura a seguir.

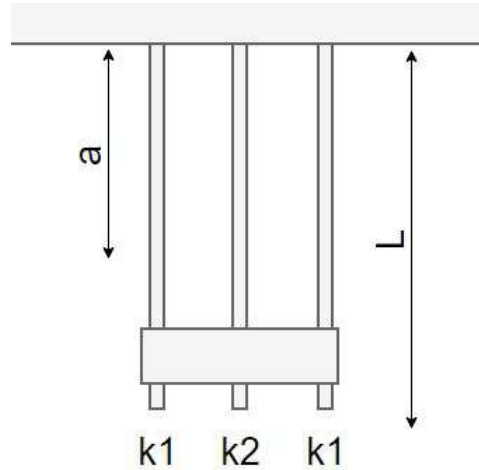


Figura 3.22: Ação da força peso sobre a estrutura.

Sendo a primeira e a última chapa do mesmo material, tamanho e massa, suas propriedades mecânicas garantem a mesma rigidez entretanto, a barra central é rosqueada e de material diferente, portanto, sua rigidez é distinta. Conforme fundamentado no capítulo anterior, o momento de inércia de cada corpo é obtido pelas equações (2.37) e (2.38)

Portanto, a rigidez mecânica equivalente é dada pela expressão abaixo.

$$k_{eq} = 2k_1 + k_2 = 2 \left(\frac{3E_1bh^3}{12a^3} \right) + \frac{3E_2\pi d^4}{32a^3} \quad (3.3)$$

Simplificando a equação temos,

$$k_{eq} = \frac{16E_1bh^3 + 3E_2\pi d^4}{32a^3} \quad (3.4)$$

Para o presente trabalho “a” é variável no tempo, que remete a posição da massa, sendo assim, os demais parâmetros são constantes. Para k_1 o material alumínio, com 15 cm de comprimento, fornece $E_1 = 69 \text{ Gpa}$. Já para k_2 o material de naylon, de 15 cm de comprimento, fornece $E_2 = 2 \text{ Gpa}$. Logo, a rigidez equivalente generalizada é dada pela expressão infracitada.

$$k_{eq} = \frac{c}{a^3} \quad (3.5)$$

Substituindo-se k_{eq} em k_2 , e considerando-se a massa do ADV como massa equivalente, para o caso real conforme o modelo de Rayleigh, na equação 2.11 temos

$$\frac{X_1}{F}(\Omega) = \frac{k_{eq} - \Omega^2 m_{eq}}{(k_1 - \Omega^2 m_1)(k_{eq} - \Omega^2 m_{eq}) - k_{eq} \Omega^2 m_{eq}} \quad (3.6)$$

Para que as oscilações sejam atenuadas, o numerador da equação 3.6 deve ser nulo. Logo, tem-se que a sintonia para as frequências a serem atenuadas são dadas pela equação a seguir.

$$\begin{aligned} k_{eq} &= \Omega^2 m_{eq} \\ \Omega &= \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Sendo k_{eq} um parâmetro variável, a sintonia também é passiva de alteração, fazendo assim o ADV ser adaptativo tal como a equação a seguir,

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{a^3 m_{eq}}} \quad (3.8)$$

Como o numerador é constante e a massa equivalente também, a equação é expressa então por Ω em rad/s

$$\Omega = \sqrt{\frac{c_1}{a^3}} \quad (3.9)$$

3.4 Acoplamento do controle

O sistema de controle foi desenvolvido com base na teoria de estabilidade de Lyapunov, utilizando realimentação de estados que, por sua vez, foi implementado para garantia do posicionamento, apresentado em Dorf and Bishop [2001], Ogata et al. [2003] e Hespanha [2009]. Tal configuração permite abranger um espectro de frequência considerável. Estando no formato matricial, conforme a equação (2.10), os cálculos podem ser inseridos no controlador digital, considerando-se os parâmetros de massa e rigidez equivalente.

A equação matricial (2.10), representa o sistema projetado, é necessária a expansão do sistema para a representação em espaço de estados, uma vez que, a modelagem direta fornece \ddot{x} . Logo, tem-se que:

- $\ddot{x}_1 = \dot{x}_3$
- $\ddot{x}_2 = \dot{x}_4$

Reorganizando-se as matrizes, o formato final é tal como a equação a seguir.

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-(k_1+k_{eq})}{m_1} & 0 & \frac{k_{eq}}{m_1} & 0 \\ \frac{k_{eq}}{m_2} & 0 & \frac{-k_{eq}}{m_1} & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F e^{(i\Omega t)} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Entretanto, como a ação de controle almejada é k_{eq} , e (3.10) encontra-se no formato não linear, uma vez que, a matriz B também é dependente dos estados, é necessário linearizar o sistema. Destarte, a técnica empregada, denominada difeomorfismo, consiste em obter uma função inversa linearizante.

Posto isto, toma-se k_{eq} como u que, por sua vez, é expresso pela equação infracitada.

$$u = \frac{v + k_1 x_1}{x_2 - x_1} \quad (3.11)$$

Logo, o denominador possui uma singularidade expressa por $x_2 - x_1$. Apesar de linearizar o sistema, tal representação tornará-se errônea caso os valores de x_2 e x_1 sejam iguais, durante um longo período de tempo. Uma vez que, o instante de tempo em que estes estados serão iguais é irrisório, na condição inicial, todos os valores estão nulos e portanto o sistema ainda não está em funcionamento, o modelo é válido.

Desta forma, as equações a seguir compõe o sistema linear.

$$\dot{x}_1(t) = x_3 \quad (3.12)$$

$$\dot{x}_2(t) = x_4 \quad (3.13)$$

$$\dot{x}_3(t) = -k_1 x_1 + (x_2 - x_1)u + F \quad (3.14)$$

$$\dot{x}_4(t) = (x_1 - x_2)u \quad (3.15)$$

Substituindo-se 3.11 em 3.15 e 3.14

$$\dot{x}_3(t) = -k_1 x_1 + (x_2 - x_1) \frac{v + k_1 x_1}{x_2 - x_1} + F = v + F \quad (3.16)$$

$$\dot{x}_4(t) = (x_1 - x_2) \frac{v + k_1 x_1}{x_2 - x_1} = -v - k_1 x_1 \quad (3.17)$$

Por fim, escrevendo-se as equações(3.12), (3.13), (3.16) e (3.17) em espaço de estados tem-se o formato a seguir.

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -1 \end{bmatrix} v + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} Fe^{(i\Omega t)} \quad (3.18)$$

$$y = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

Tal formato, remete a um sistema linear, com controlador v e perturbação oscilatória $Fe^{(i\Omega t)}$. Sendo assim, após a linearização, as matrizes que compõem o sistema foram analisadas em termos de controlabilidade, estabilidade e observabilidade. Fator o qual determinou que, o sistema é controlável porém, não é observável o que requiriu a expansão da matriz C, a qual é associada à saída y , para tornar o sistema observável. Logo, a saída do sistema é dada pela expressão infracitada.

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{pmatrix} \quad (3.20)$$

Portanto, com o sistema linear, substituiu-se os valores físicos na matriz (3.18). Para o tal, fez-se necessário definir k_1 por meio da frequência natural calculada, a saber, aproximadamente 10Hz.

$$\omega_n^2 = \frac{k_1}{m_1} \quad (3.21)$$

$$(2\pi 10)^2 = k_1 = 3950 \quad (3.22)$$

Por fim, a frequência de perturbação selecionada remete as proximidades da ressonância, ou seja, $Fe^{(i\Omega t)} = 62.8319 \text{ rad/s} = 10 \text{ Hz}$

Em seguida, foi realizado o calculo do controlador v por realimentação de estados, a saber, apêndice A.1 , que promove $v = -kX$, pautando-se a saída desejada como alocação de polos. Tal qual, o projetista define as raízes desejadas para o sistema, ajustando-se assim a velocidade de resposta.

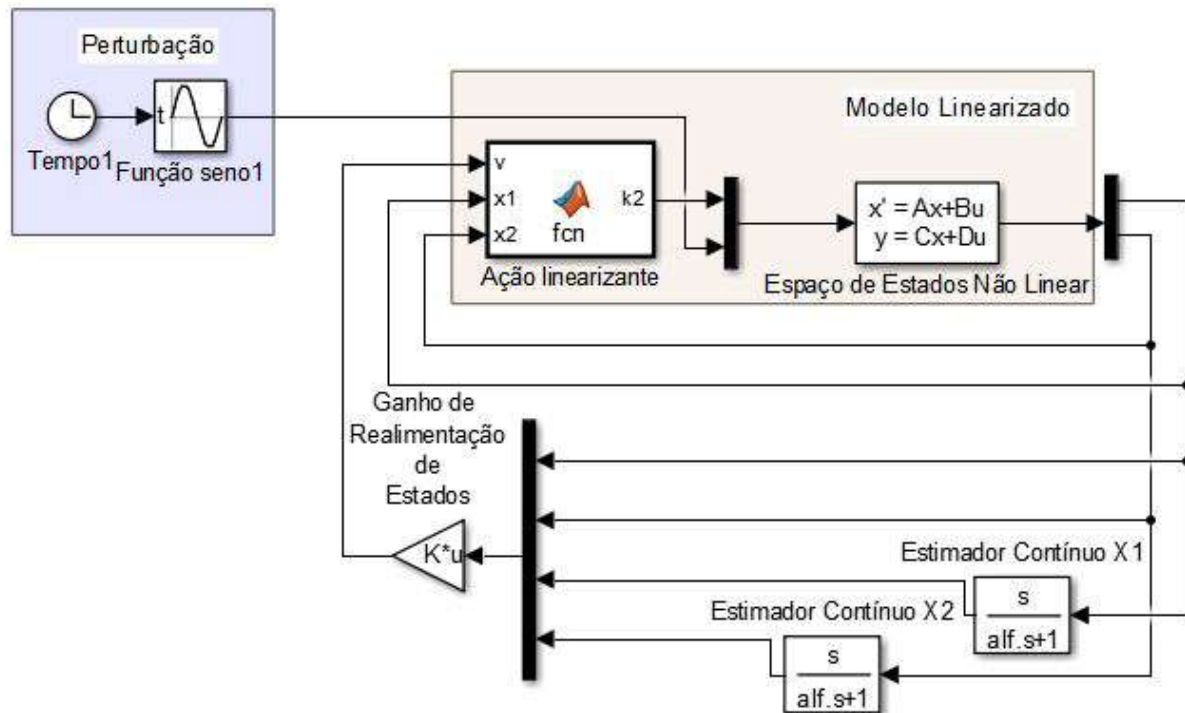


Figura 3.23: Linearização do sistema

O esquemático acima representa o sistema com ação de controle e perturbação, almejando-se aproximar o modelo do caso real, onde não se é possível mensurar x_3 e x_4 , foi empregado o uso de um estimador de estados. Este por sua vez, resume-se em uma aproximação de derivada do sinal recebido.

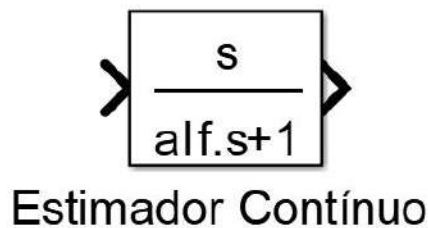


Figura 3.24: Estimador de estados caso contínuo

A figura (3.24), apresenta o esquemático do estimador de estados para o caso contínuo, onde aproxima-se da derivada quando alf tende a 0. Do mesmo modo, a figura a seguir, apresenta o estimador para o caso discreto no tempo, onde K representa a variável de ajuste, que por sua vez, quando tende a 1, a função aproxima-se da derivada discreta.

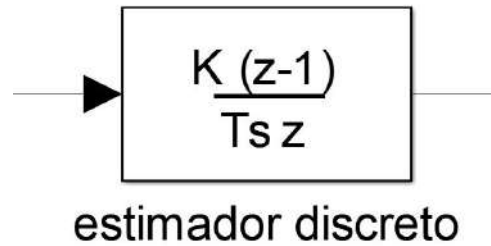


Figura 3.25: Estimador de estados caso discreto

3.4.1 Verificação no domínio da frequência

A resposta no domínio da frequência, apresentada por meio do diagrama de bode, oferece informações dos picos de ressonância e da atenuação gerada pelo sinal de controle. Posto isto, é necessário analisar o bode para valores de k_2 a serem implementados para atenuar frequências próximas as de ressonância.

No caso do ADV passivo, dois novos picos são gerados, para o caso adaptativo a atenuação não gera novos picos de sinal. Sendo assim, foi implementado um código, a saber apêndice A.2, tendo como finalidade analisar, para os limites de k_2 , o diagrama de bode do sistema real, da sintonia passiva, e do controlador aplicado.

3.4.2 Resposta temporal

Após verificado o domínio da frequência, constatando-se que, o controlador foi efetivo na atenuação da frequência de ressonância, o passo seguinte consistiu em implementar a mensuração da saída x_1 e x_2 , as quais representam deslocamento da estrutura e da massa menor, respectivamente. Como o objetivo almejado pauta-se na atenuação, o sinal medido apresenta-se oscilatório porem, com amplitude mitigada.

3.4.3 Variação de Frequências

Em seguida, o passo seguinte consistiu em variar os valores da frequência de perturbação, a fim de analisar o impacto da mesma para com a posição x_1 da estrutura. A figura a seguir apresenta um esquemático da simulação efetuada onde, o sinal tem frequência variada no tempo, a saber de $10Hz$ para $20Hz$.

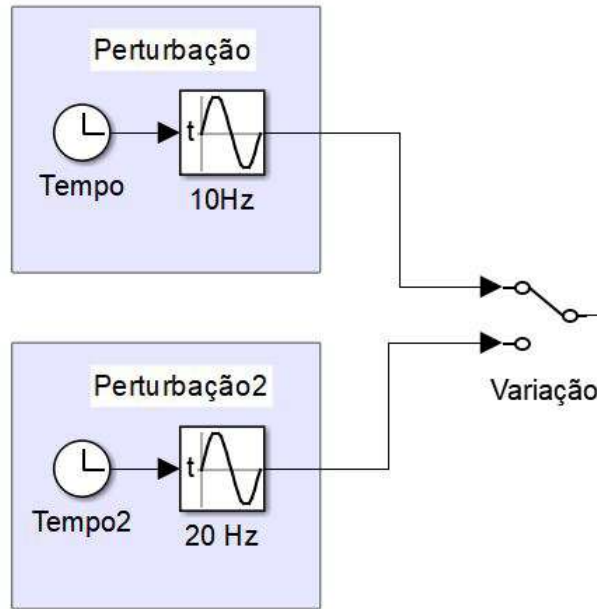


Figura 3.26: Representação da variação de frequência

3.4.4 Limitações físicas do sinal de controle

Para a segurança do sistema, foram implementados - na estrutura de estudo - sensores de fim de curso, para limitação do sinal de controle, uma vez que, a movimentação da massa pelo eixo não deve ultrapassar 15 cm, e não ser menor que 1 cm. Posicionados no início e no final do comprimento efetivo das barras, quando acionados, irão anular o sinal de controle, caso necessário, sinalizando que o limite de movimentação foi alcançado.

3.5 Montagem eletrônica

Após as constatações e montagens mecânicas, foram efetuadas as conexões eletrônicas, considerando-se as placas de circuitos envolvidas tais como driver controlador de corrente e Raspberry. Além dos sensores empregados, acelerômetros, os quais enviam as informações mensuradas para o controlador, que a partir dos cálculos gera um sinal, que por sua vez é endereçado para o driver de corrente. Este por sua vez, encarrega-se de controlar a potência e sentido de giro do motor de passo. O esquemático das ligações pode ser observado a seguir.

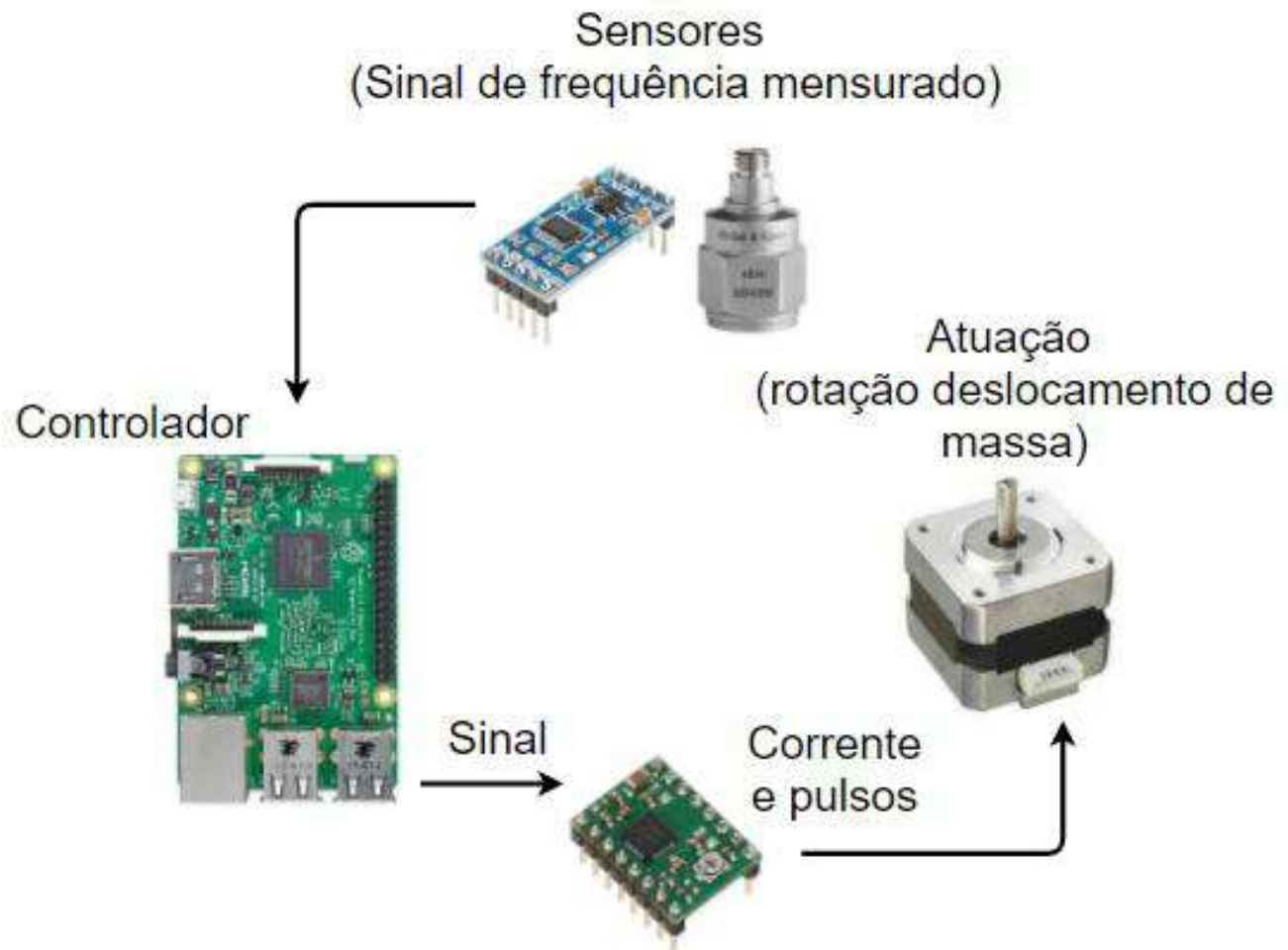


Figura 3.27: Esquemático de conexão eletrônica.

Para reproduzir um movimento vibracional, foram empregados o gerador de sinais, amplificador e excitador modal, os quais irão inserir oscilações na estrutura.

3.6 Peças produzidas

As peças foram concebidas no software *SolidWorks*, as figuras a seguir apresentam o desenho técnico das peças idealizadas, devidamente cotadas com base no projeto realizado.

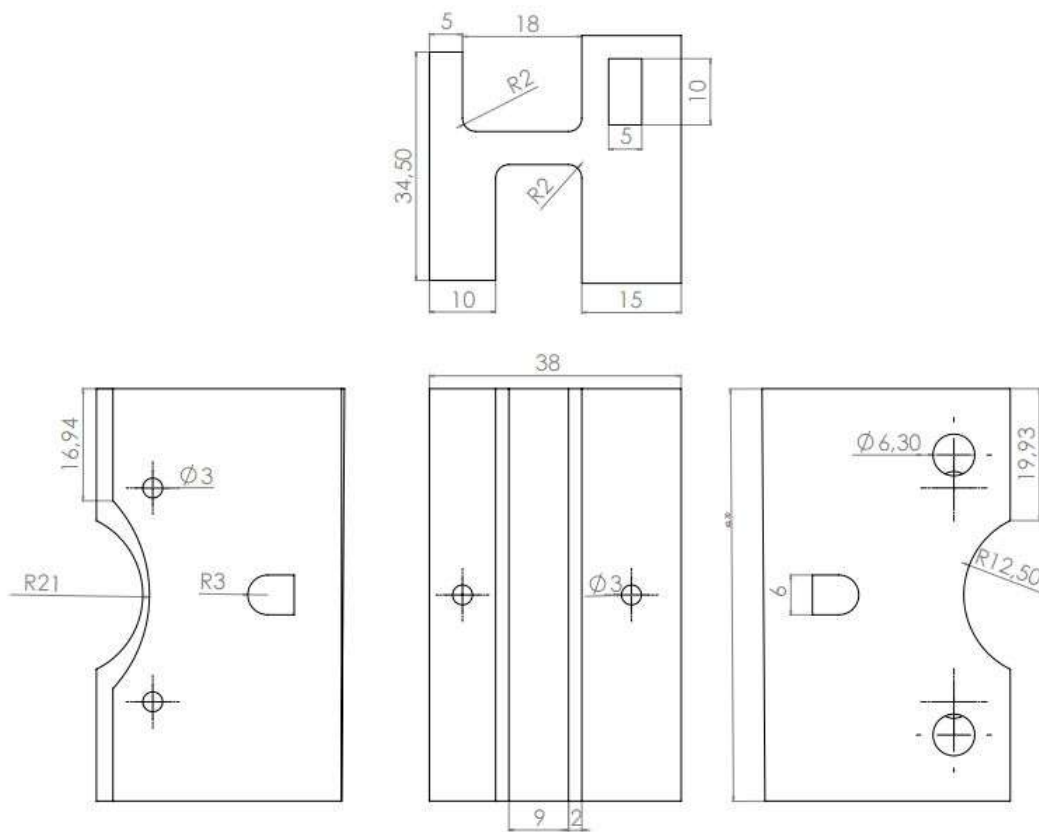


Figura 3.28: Desenho técnico suporte motor.

Dimensionado para fixação com parafusos e porcas m3, acopla-se as chapas no rasgo, meia lua, de raio 3mm, onde também é fixada a porca.

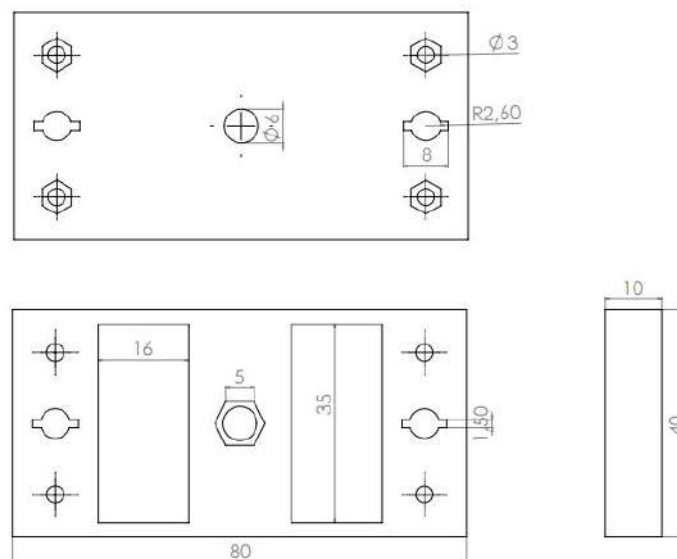


Figura 3.29: Suporte massa parte inferior.

Parte inferior do suporte para massas, o centro desta peça permite a fixação de uma porca m5 a ser acoplada na barra roscada. A vista inferior desta peça possui 4 furos para encaixe de porcas para fixação da peça superior apresentada na figura a seguir. Essa por sua vez, apresenta-se similar a peça inferior, com exceção apenas dos furos na vista inferior, os quais são para encaixe de parafusos.

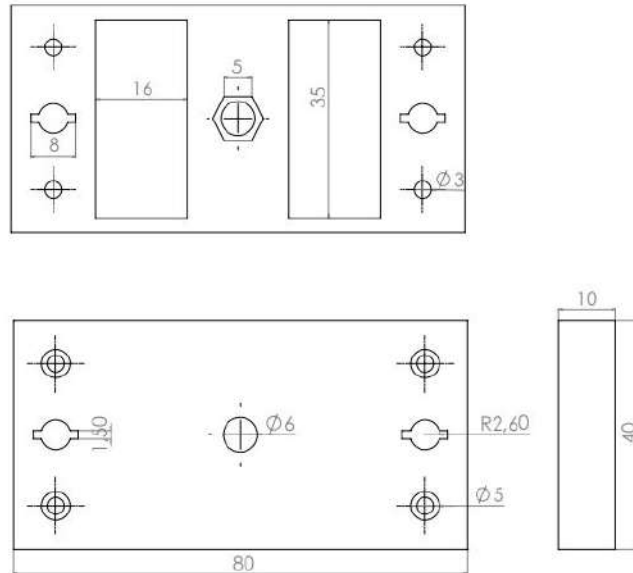


Figura 3.30: Suporte massa parte superior.

As imagens a seguir representam os modelos 3D realizados para produção das peças e visualização da montagem.

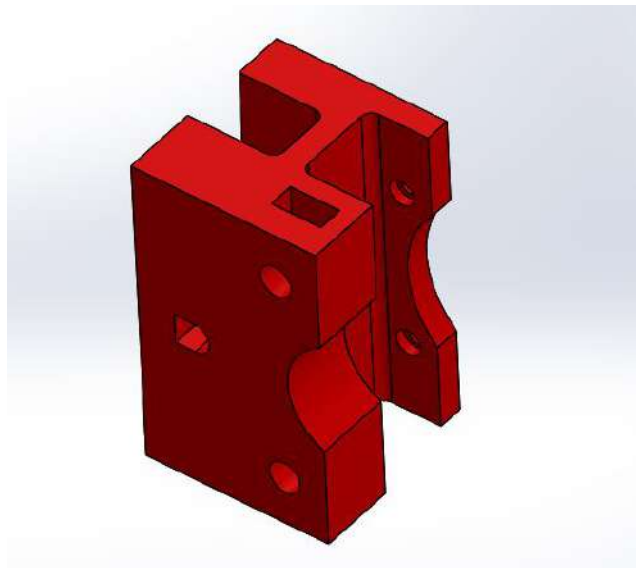
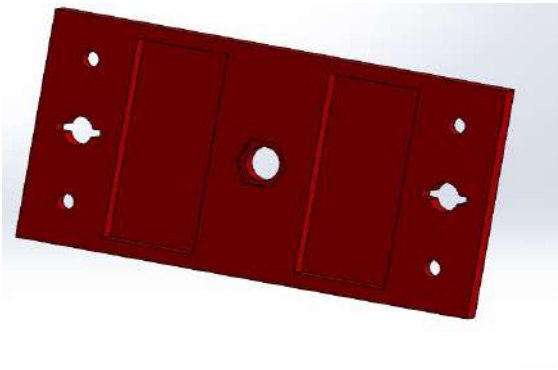


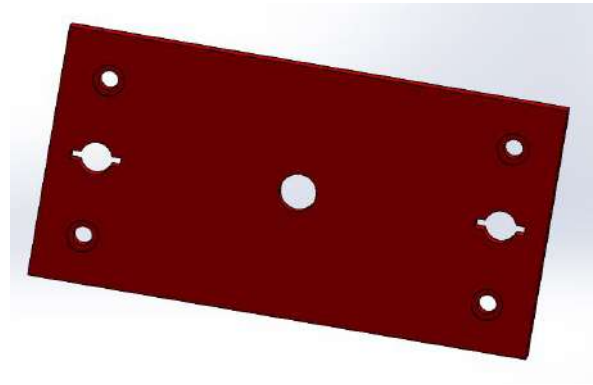
Figura 3.31: Suporte motor modelo 3D.

A figura 3.31 representa o modelo 3D do suporte de motor, acoplado a parte superior da estrutura adota para fixação das barras e do atuador. Já as figuras infra citadas representam o

modelo 3D das partes superior e inferior do suporte de massa.



(a) Suporte massa parte inferior modelo 3D.



(b) Suporte massa parte superior modelo 3D.

Figura 3.32: Modelagem 3D suporte de massa.

3.7 Modelo 3D da montagem mecânica

A fim de verificar como o sistema estaria no final da montagem, para execução das simulações estática e dinâmica, foi realizado o posicionamento dos modelos 3D no software *SolidWorks*, o que pode ser visto na figura a seguir.

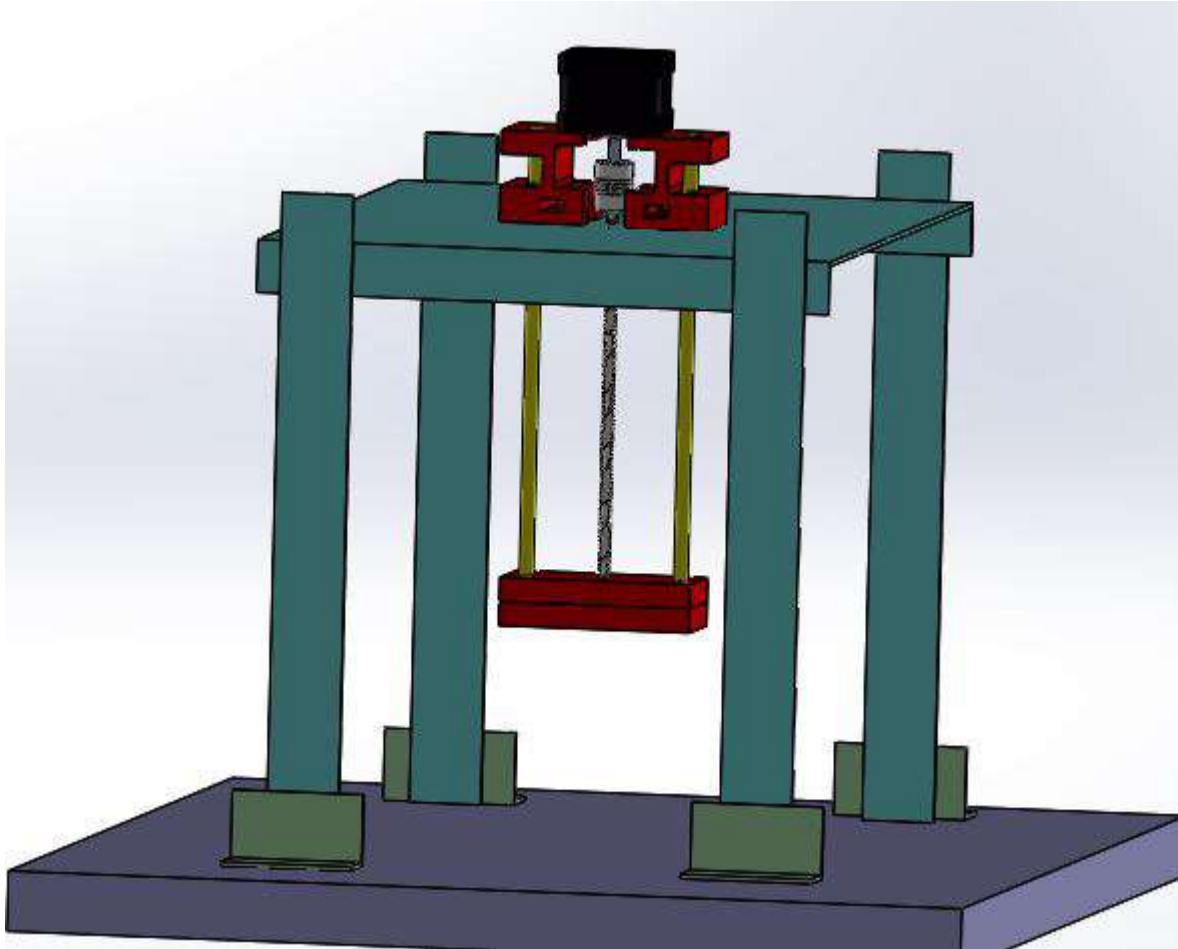


Figura 3.33: Montagem do modelo 3D.

Logo, os suportes de motor também executam a função de fixação das barras lisas, o modelo, construído para atualização da estrutura, pode ser melhor visualizado na figura a seguir.

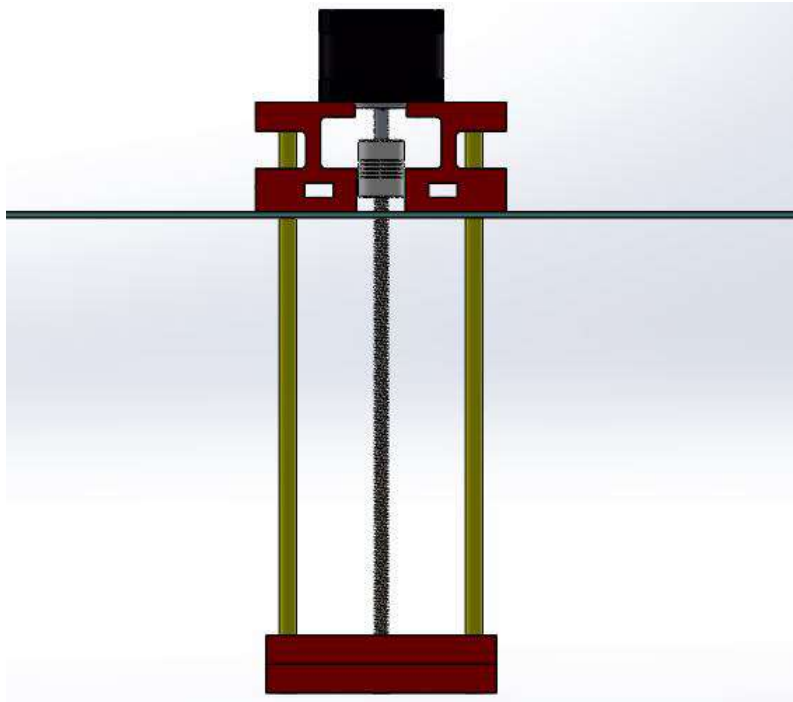


Figura 3.34: Montagem ADV adaptativo modelo 3D.

3.8 Peças impressas

Conforme citado na seção anterior as peças foram produzidas em uma impressora 3D, com 20% de preenchimento, 3 camadas externas e acabamento com vapor de acetona. Abaixo estão listados o tempo e material gasto para produção.

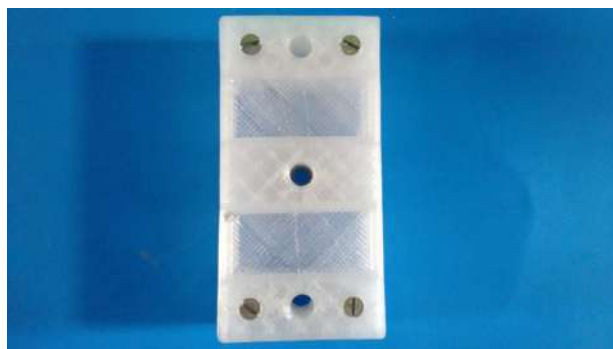
Tabela 3.3: Peças impressas

Peça	Quantidade	Tempo (horas)	Material gasto (metros)
Suporte motor	2	4.62	18.35
Suporte massa superior	1	1.18	4.6
Suporte massa inferior	1	1.49	4.8
Total	4	7.29	27.75

O gasto para impressão 3D é baseado no tempo e na equação 3.1, substituindo-se os valores temos

$$valor = 0.288(7.9) + 0.225(27.75) = 8.52 \quad (3.23)$$

As figuras a seguir demonstram as peças produzidas com acabamento superficial de acetona.



(a) Suporte massa impresso vista 1



(b) Suporte massa impresso vista 2

Figura 3.35: Suporte de massa impresso e montado.



Figura 3.36: Suporte motor impresso.

3.9 Placa de circuito desenvolvida

Durante o desenvolvimento do projeto em questão, foi demandada a produção de uma placa de circuito para uma melhor organização dos componentes, e para proteção do micro-controlador adotado, a saber, Raspberry Pi3. Por conseguinte, o software KiCad foi empregado para confecção da placa de circuito, o esquemático é apresentado na figura a seguir.

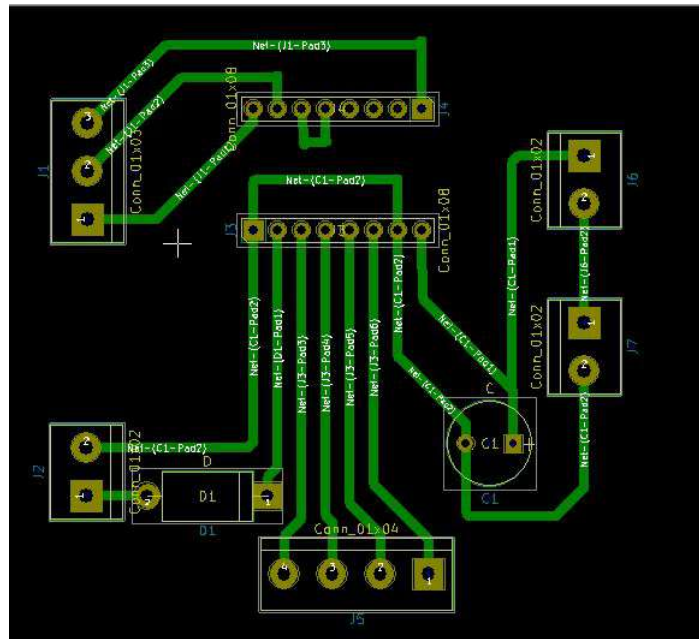


Figura 3.37: PCB gerado pelo software KiCad

Logo, o projeto da placa consiste em, estabelecer uma melhor fixação dos cabos do motor, uma filtragem de corrente utilizando um capacitor de $100\mu F$, recomendado pelo fabricante. Além de, oferecer uma proteção do micro-controlador por meio de um Diodo $6A10-JF$ calculado a partir da corrente máxima de rotor bloqueado, a saber, $5A$.

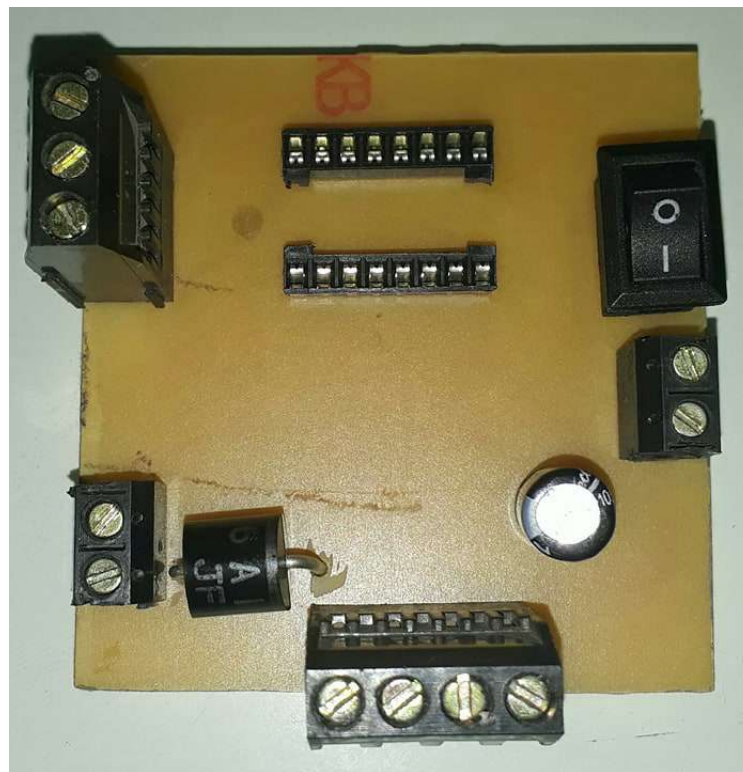


Figura 3.38: PCB gerado pelo software KiCad

3.10 Protótipo inicial

Com as definições mecânicas calculadas, as simulações efetivadas, e as peças produzidas foi-se possível realizar a montagem do protótipo inicial. Assim sendo, as barras empregadas foram selecionadas para verificação da movimentação, uma vez que, o projeto final conta com a modificação para chapas de alumínio e barra rosqueada de nylon. A imagem a seguir apresenta o protótipo de ADV adaptativo com motor acoplado.

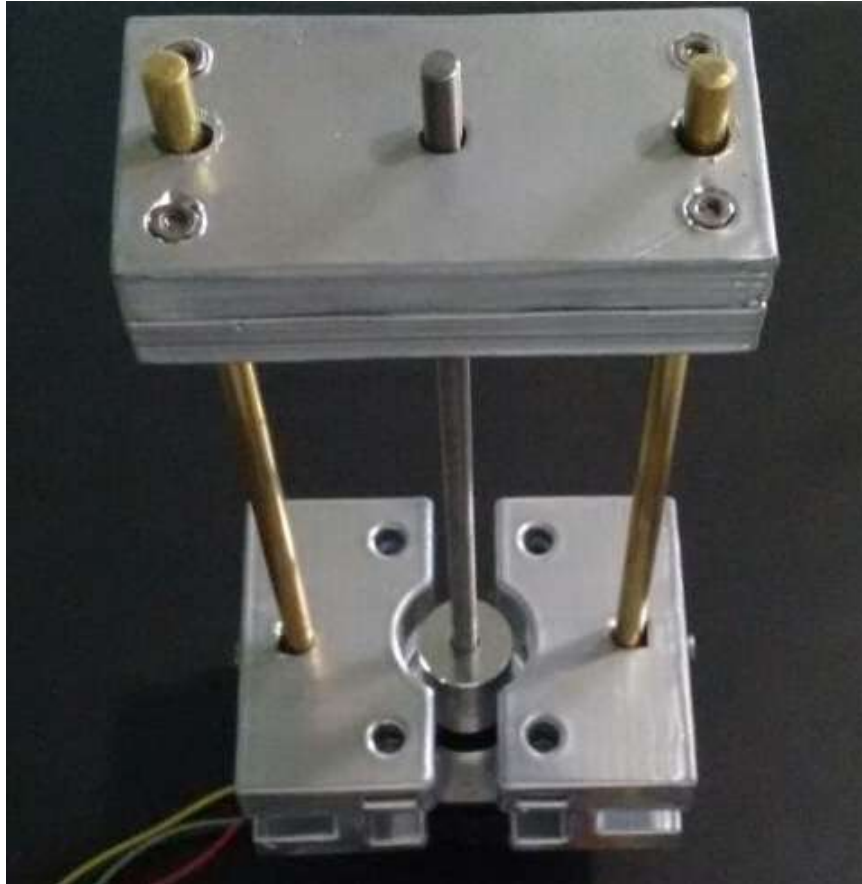


Figura 3.39: Protótipo de ADV adaptativo.

A Figura (4.19) apresenta o primeiro protótipo desenvolvido, com as peças impressas, barra rosçada central de aço 1020 e barras laterais de latão, para uma visualização da ideia.

3.11 Estrutura atualizada

Por fim, após as constatações de projeto, a estrutura foi fisicamente atualizada, acoplando-se os cabos e sensores, além de efetuar a troca das barras de teste, para as devidamente calculadas.

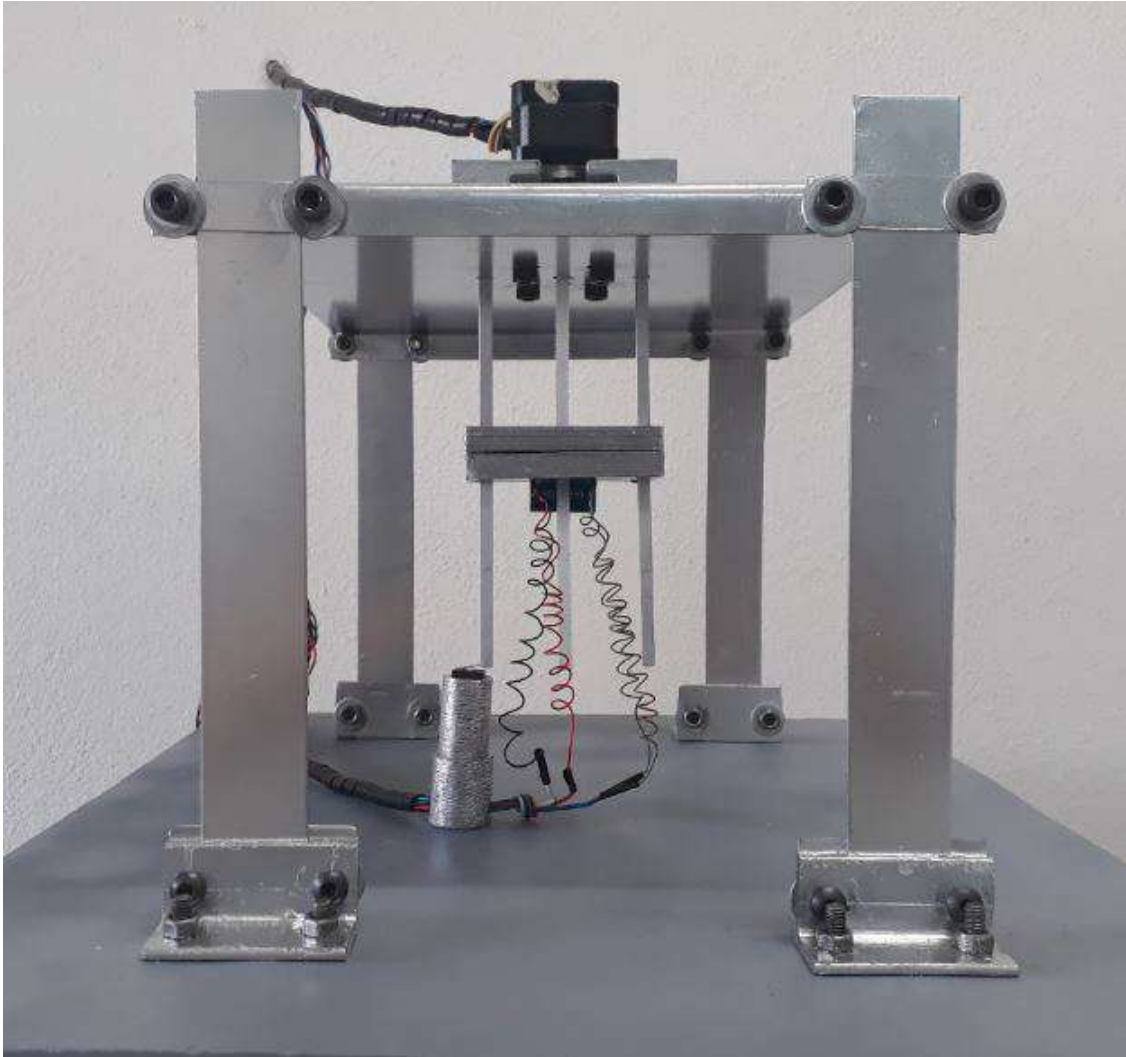


Figura 3.40: Estrutura atualizada (vista lateral)

3.11.1 Bancada de controle

Almejando-se otimizar o espaço demandando pelos componentes, foi construída uma bancada de controle, a qual pode ser observada a seguir, onde a alimentação, promovida por um estabilizador de energia, foi alocada juntamente com as placas controladoras.



Figura 3.41: Placas controladoras

Resultados

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos bem como peças projetadas e produzidas além de simulações executadas.

4.1 Valores de massa das peças

A pesagem das peças foi realizada seguindo-se o procedimento estatístico que determina que deve-se realizar uma medição entre 8 e 12 repetições para se traçar a média aceitável. a Tabela a seguir demonstra os valores obtidos para, Suporte motor unitário, suporte massa montado, parafuso m3 unidade, motor com acoplador.

Tabela 4.1: Peças impressas

N / Peça	S. motor	S. massa	Parafuso	Motor e acoplador
1	28,0000	37,1000	1,6400	253,0000
2	27,6000	37,0000	1,6490	252,9000
3	28,1000	37,2000	1,6400	252,8000
4	27,7000	37,0000	1,6480	253,0000
5	27,7000	37,1000	1,6470	253,1000
6	28,0000	37,2000	1,6400	253,0000
7	27,9000	37,1000	1,6470	253,2000
8	28,0000	37,0000	1,6400	252,9500
média	27,8750	37,0875	1,6448	252,9940

A soma total das médias é de 331,1400. Para a barra roscada naylon e barras de alumínio a partir da densidade e volume foi possível traçar uma estimativa de massa.

- Alumínio

Densidade: $6000 \text{ Kg}/m^3$

Volume: $1,44(10)^{-6} m^3$

- Nylon

Densidade: $1140 \text{ Kg}/\text{m}^3$

Volume: $2,945(10)^{-6} \text{ m}^3$

$$m_{estimada} = 2[6000(1,44(10)^{-6})] + 1140(2,945(10)^{-6}) = 0,0206 \text{ Kg} \quad (4.1)$$

Logo, a massa estimada é entorno de 20 gramas. Assim sendo, a massa total inserida no sistema é de aproximadamente 400 gramas.

4.2 Resultados simulação estática

A fim de verificar a ação, estática, da massa adicionada a estrutura foi simulado no software Abaqus a força peso exercida sobre a superfície superior do sistema. O primeiro teste foi realizado com a aceleração da gravidade de 9.81 e a massa de 0.4 Kg, o que remete a 3.924 N. O ponto central onde é acoplado o ADV foi selecionado para aplicação de tal força.

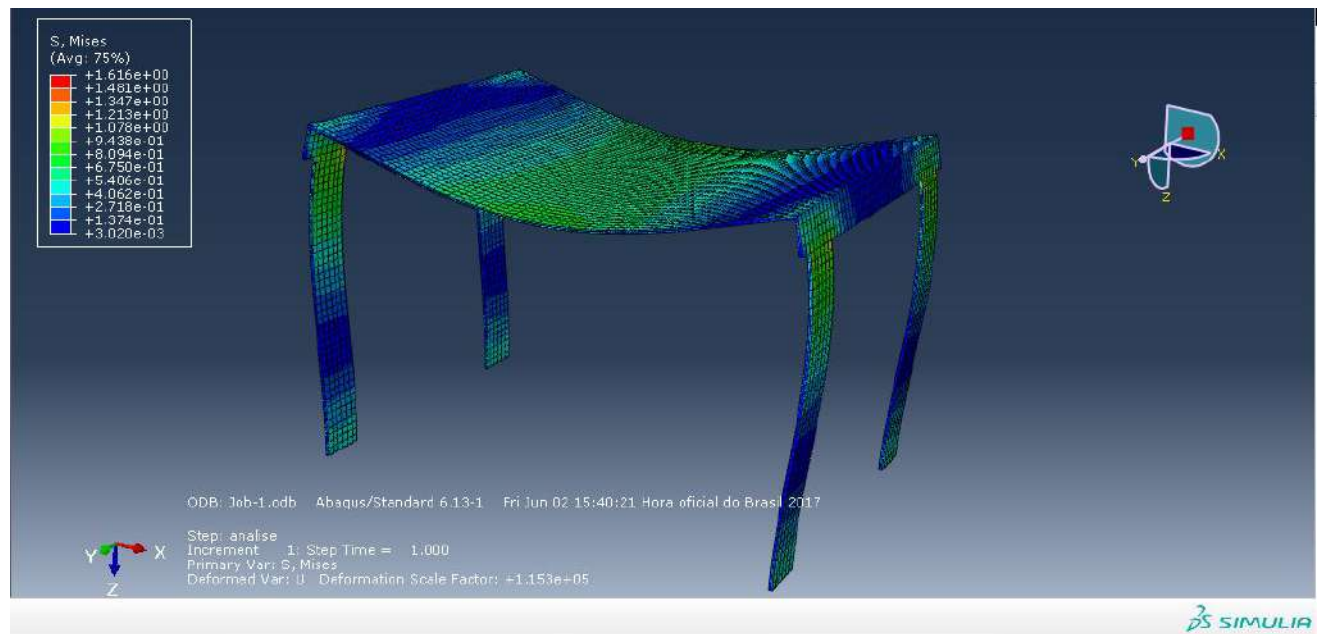


Figura 4.1: Simulação estática 3.924 N

A fim de garantia, foi adotado um coeficiente de segurança de 30% da força aplicada, logo, 5.1 N inseridos no mesmo ponto do teste apresentado na Figura 4.1, os resultados podem ser visualizados na figura abaixo.

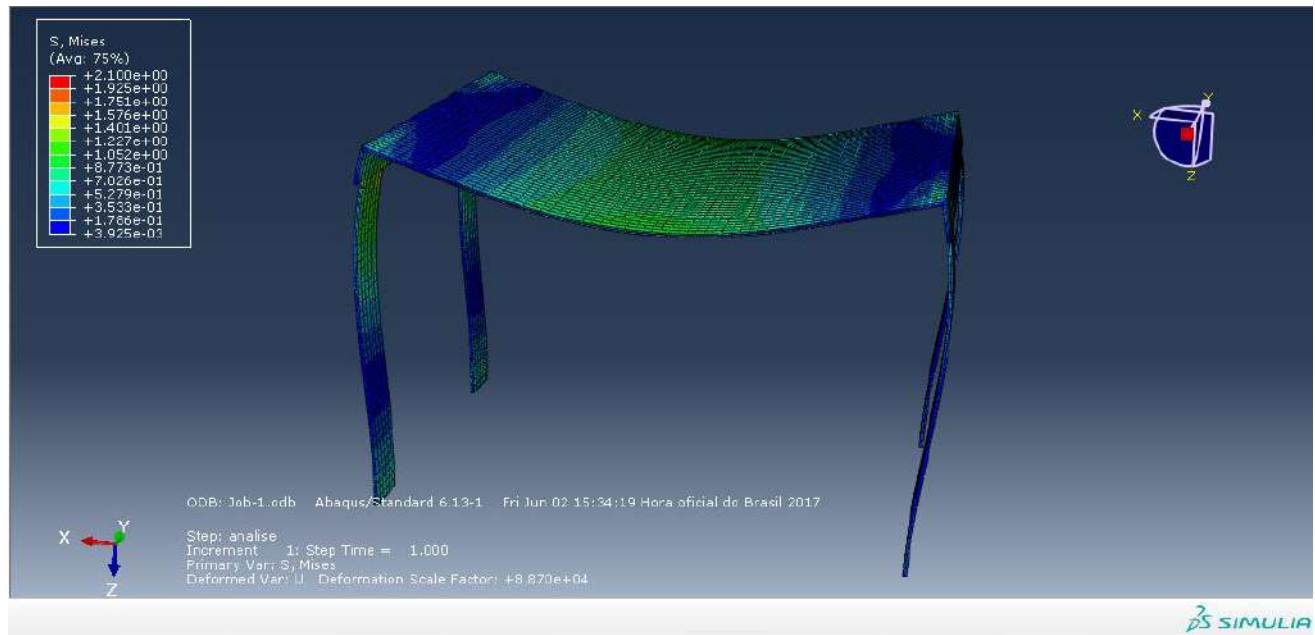


Figura 4.2: Simulação estática 3.924 N

Observa-se que, a deformação máxima ocorrida é da ordem de décimos de milímetros, podendo ser desprezada para esta aplicação. Logo, a adição de 400 gramas no modelo, não altera significativamente suas condições estáticas. Fazendo-se assim a atualização válida.

4.3 Resultados simulação dinâmica

Após a simulação estática foi realizada a análise do modelo dinâmico, para obtenção da frequência natural do sistema. Sendo para a estrutura em aço 1020 e o bloco superior de ABS, obteve-se o relatório dinâmico, apresentado na figura a seguir, a partir da simulação no *software HyperWorks OptiStruct*.

O valor de frequência natural encontrado foi de 9.8 Hz, logo o sistema ao atingir esta oscilação, entra em colapso. Sendo assim, a sintonia do ADV adaptativo deve ser realizada entorno da frequência simulada.

4.4 Obtenção dos parâmetros do sistema

Calculada a frequência natural do sistema, foi substituído o valor na equação a seguir, a fim verificar qual deve ser a rigidez mecânica equivalente para o projeto do ADV adaptativo.

$$\Omega = 9.8(2\pi) = 61.5752 = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (4.2)$$

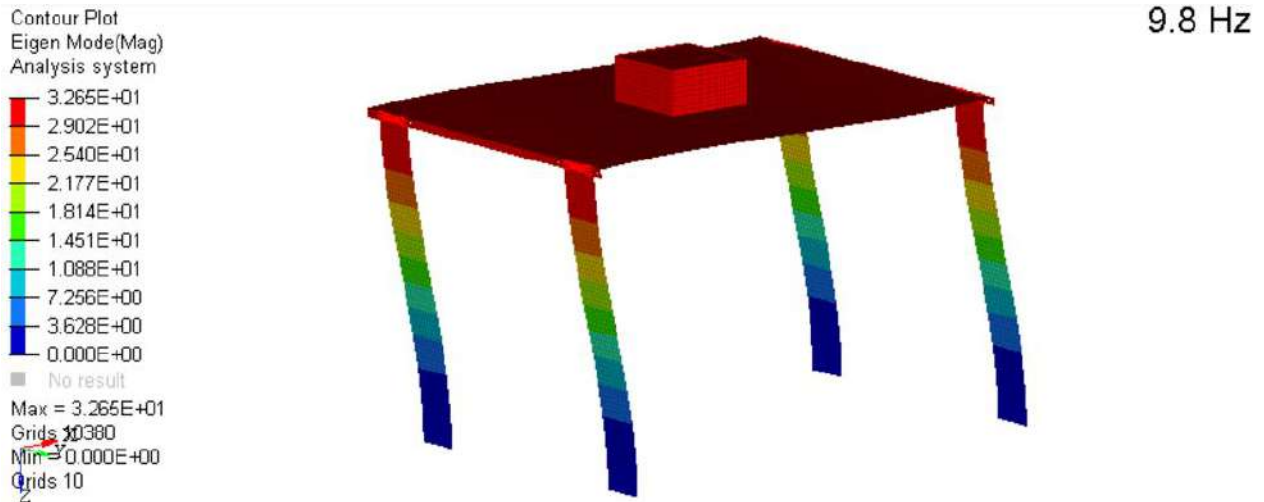


Figura 4.3: Simulação dinâmica no *software HyperWorks OptiStruct*

Fixando-se a massa equivalente para 100g temos que

$$(61.5752)^2 = \frac{k_{eq}}{0.1} \quad (4.3)$$

A solução da equação 4.3 fornece $k_{eq} = 379.15$, para esse valor atenua-se a frequência de 9.8 Hz. Substituindo-se a rigidez equivalente em 3.5 temos

$$c = 379.15(0.15)^3 = 1.27963125 \quad (4.4)$$

Posto isto, por meio dos limites físicos, mínimo 1 cm e máximo 15 cm, é possível calcular qual a faixa de frequência que o sistema é capaz de atenuar.

$$k_{eq} = \frac{c}{(0.01)^3} = 1279631 N/m \quad (4.5)$$

$$\omega_{n_{max}} = \frac{\sqrt{\frac{1279631}{0.1}}}{2\pi} = 569.3279 Hz$$

Portanto, a faixa de atuação do ADV adaptativo é de 9.8 Hz a 596.32 Hz com uma variação mínima de 0.1 mm equivalente à 0.09 Hz.

4.5 Simulações do controlador

Após todo o desenvolvimento teórico, modelagem, verificação em simulações mecânicas, o passo seguinte consistiu em simular o sistema com ação de controle.

4.5.1 Resposta domínio frequência

A verificação do diagrama de bode, empregando-se a frequência em radianos por segundo, apresentou o seguinte gráfico.

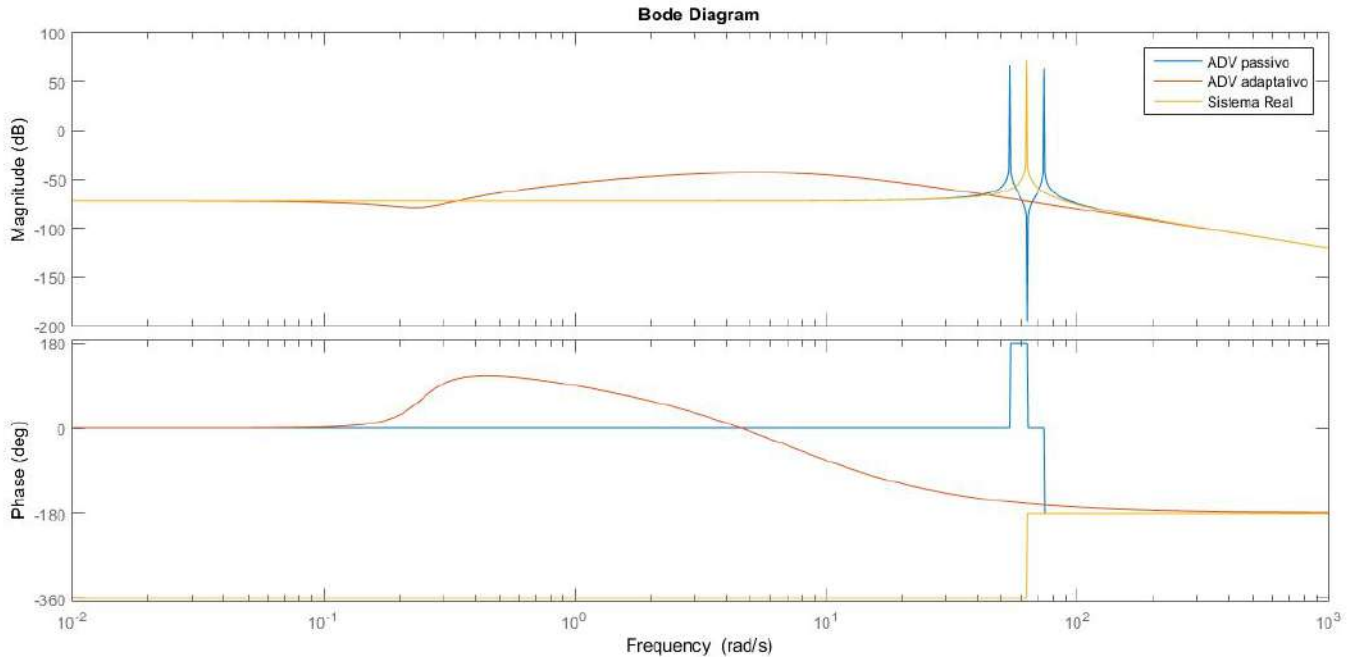


Figura 4.4: Simulação do diagrama de bode sistema sintonizado $k_{eq} = 400$ e ADV adaptivo, no *software MatLab*

A figura (4.4), apresenta três sinais. Os valores em amarelo remetem ao sistema real sem ação de ADVs, observa-se que, para a frequência de 62.8 rad/s , há um pico de ressonância, com uma magnitude acima de 100 db . Já para o sistema com ação de um Absorvedor passivo, sinal azul, conforme expresso pelo aparato teórico, atenuou-se na frequência de interesse, entretanto, gerou dois novos picos com módulo similar ao original, porém, em frequências distintas. Por fim, o sinal em vermelho remete ao modelo controlado por meio do ADV adaptativo. Nota-se que, a partir de 0.2 rad/s a ação de controle já age sobre o sistema, tendendo a reduzir o ganho em db da resposta. Outro fator de grande importância, consiste na análise pontual da frequência desejada, a saber, ressonância, onde a atenuação é visível além de, não ocasionar novos picos de energia em outras frequências. Por fim, para as demais frequências, as quais não são de interesse, os 3 sinais mostram-se similares.

Variando-se os valores de k_{eq} , é possível observar que, a sintonia fixada, ou seja, ADV passivo, quando feita de forma errônea, além de não atenuar a ressonância, gera picos em outras frequências.

A partir da figura (4.5), percebe-se que, a curva em azul, ADV passivo, apresenta um comportamento diferente da sintonização desejada, uma vez que, para a estrutura em estudo, k_{eqfixo} deve estar em torno de 400 N/m . Adotando-se o mesmo com o valor de 700 N/m , a frequência atenuada apresenta-se por volta de 88.67 rad/s . Já o sistema com controle, curva em vermelho, os valores de k_{eq} variam para que os picos não ocorram, independente da frequência de interesse. Quanto maior o valor de k_{eq} , maior é a frequência onde são introduzidos os picos de sinal, conforme pode ser observado na figura a seguir.

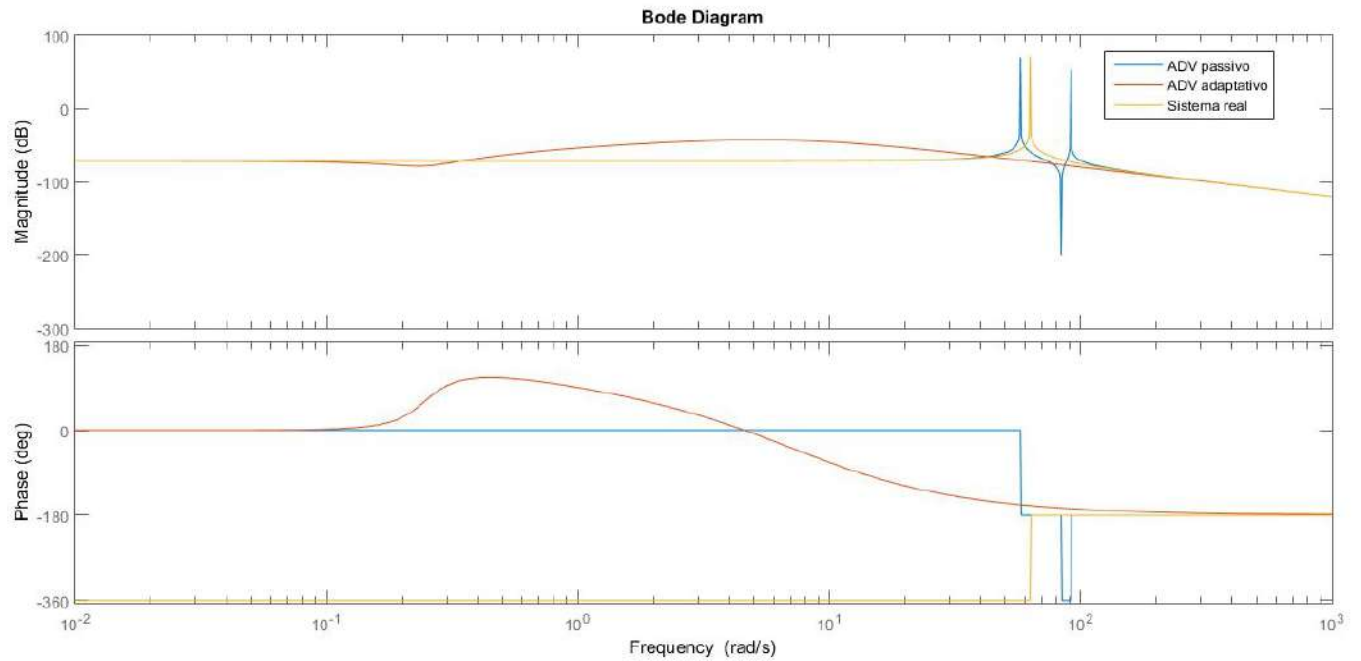


Figura 4.5: Simulação do diagrama de bode sistema sintonizado $k_{eq} = 700$ e ADV adaptativo, no *software MatLab*

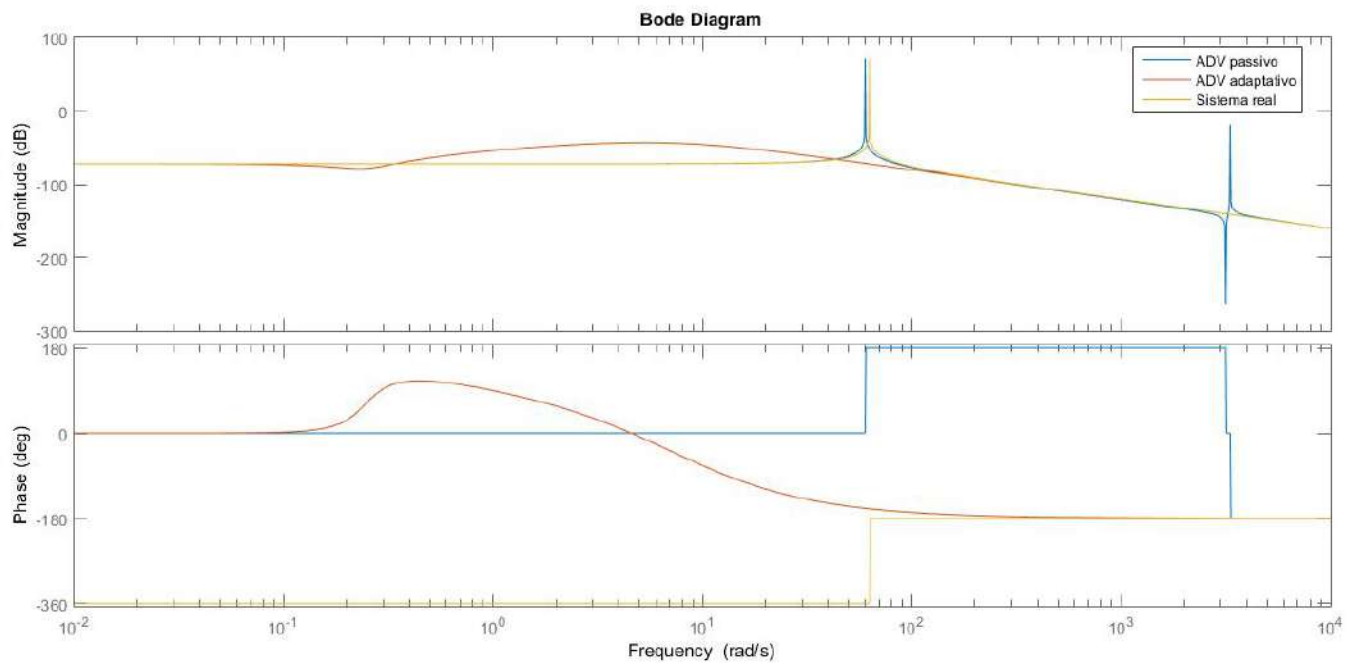


Figura 4.6: Simulação do diagrama de bode sistema sintonizado $k_{eq} = 1000000$ e ADV adaptativo, no *software MatLab*

4.5.2 Resposta domínio temporal caso contínuo

Para o sistema sem ação de controle, uma perturbação senoidal com 10 Hz causa instabilidade, o que pode ser visto no experimento a seguir.

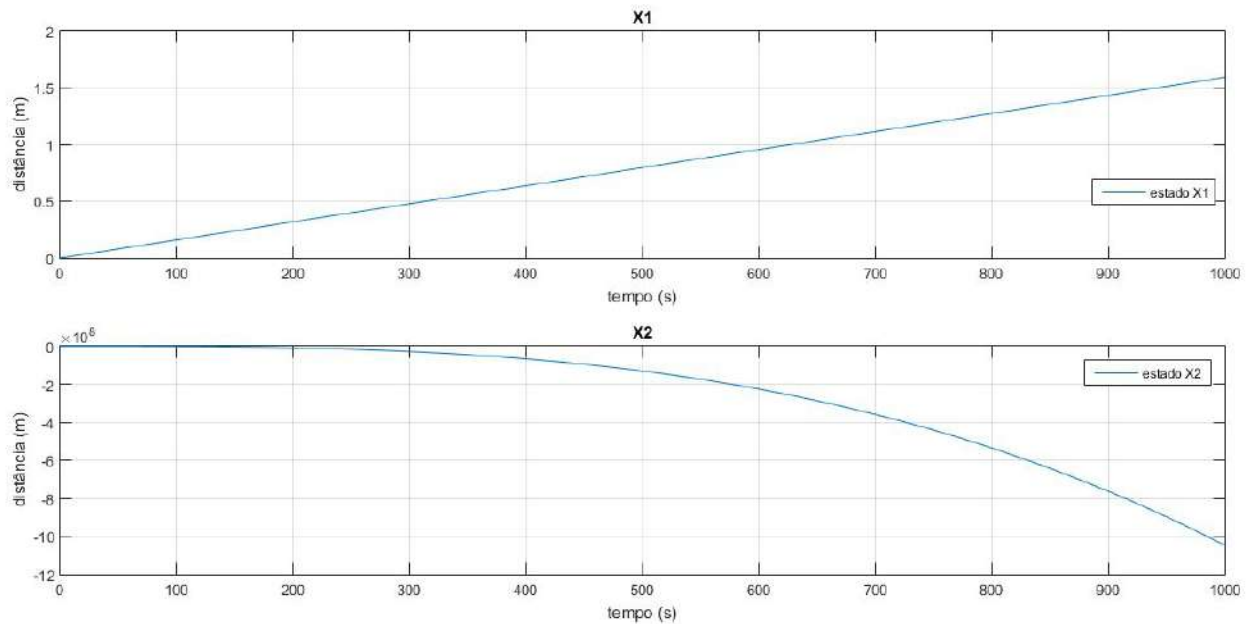


Figura 4.7: Resposta temporal sem controlador (caso contínuo).

Observa-se pela figura (4.7) que os estados x_1 e x_2 tendem ao infinito após receber a perturbação da frequência de ressonância.

Sendo assim, a ação de controle tende a estabilizar o sistema, garantindo a mínima variação dos estados, conforme pode ser visto na figura infracitada.

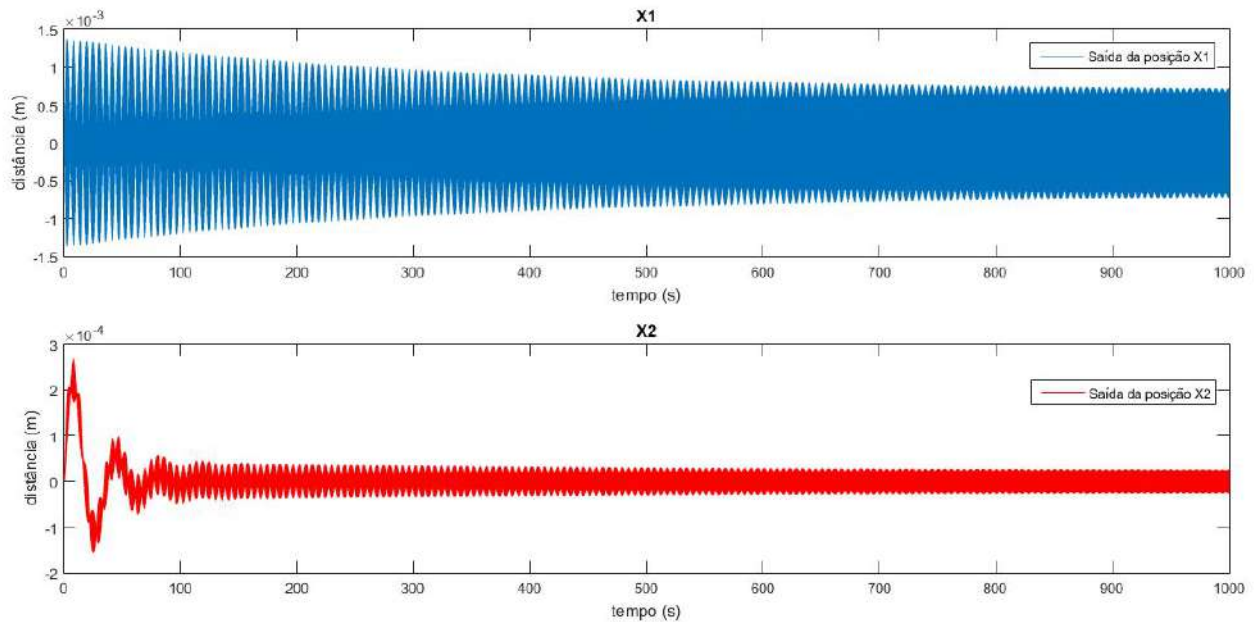


Figura 4.8: Resposta temporal com ação de controle (caso contínuo).

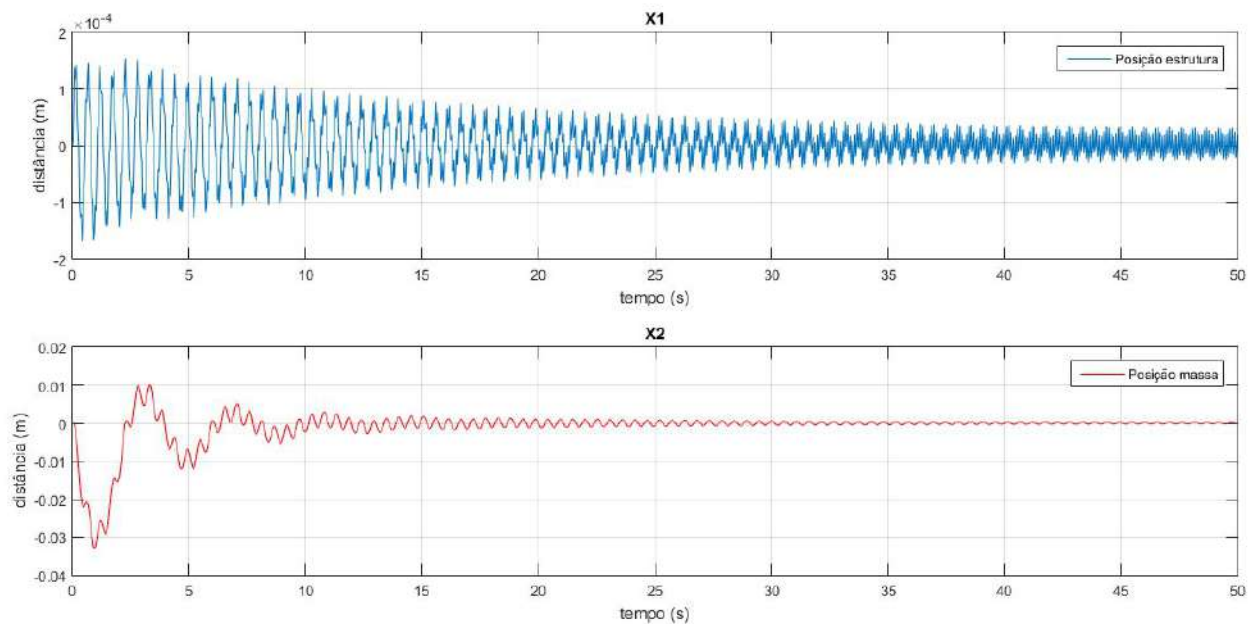


Figura 4.9: Resposta temporal com ação de controle (caso contínuo) com zoom.

Observa-se que, para o caso de x_1 , curva em azul, convertendo-se o valor da distância, o qual encontra-se em metros, obtemos uma variação de no máximo 1.5 mm para a estrutura. Já para x_2 , curva em vermelho, observa-se um valor máximo de 0.3 mm. Logo a ação de controle estabilizou os valores dos estados.

4.5.3 Resposta domínio temporal caso discreto

Para uma melhor representação do caso real, o sistema foi discretizado tendo como período de amostragem $T = 0.0063$, uma vez que, a maior frequência atuante no sistema encontra-se em torno de 1000 rad/s , ou seja, aproximadamente 160 Hz . Destarte, utilizou-se a discretização no formato *Backward*, incluindo-se o segurador de primeira ordem, ZOH. Em seguida, foram calculados, os ganhos do controlador discreto, a saber Apêndice A.3, bem como os polos mapeados no domínio z .

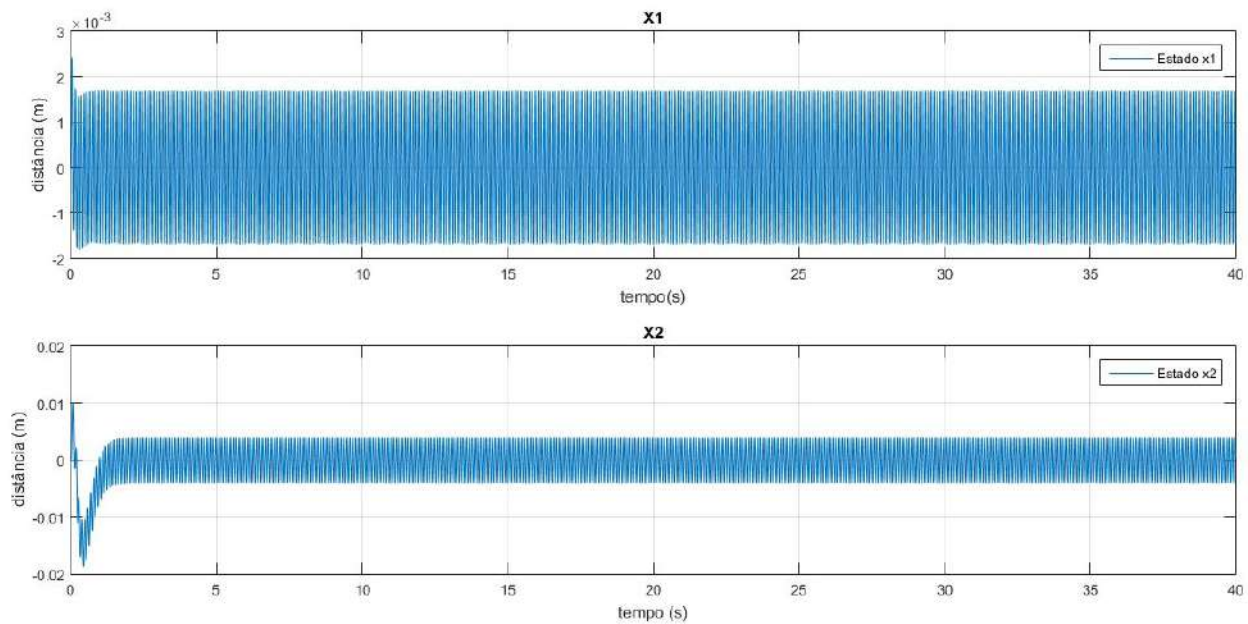


Figura 4.10: Resposta temporal com ação de controle (caso discreto).

Observa-se que, para o caso discreto, a posição da massa menor, a saber x_2 , demonstra-se oscilatória, e com uma amplitude de 5 mm, entretanto a estrutura, x_1 apresenta variações em torno de 2 mm. Assim sendo, ao retirar a ação de controle, o sistema se instabiliza, como pode ser observado a seguir.

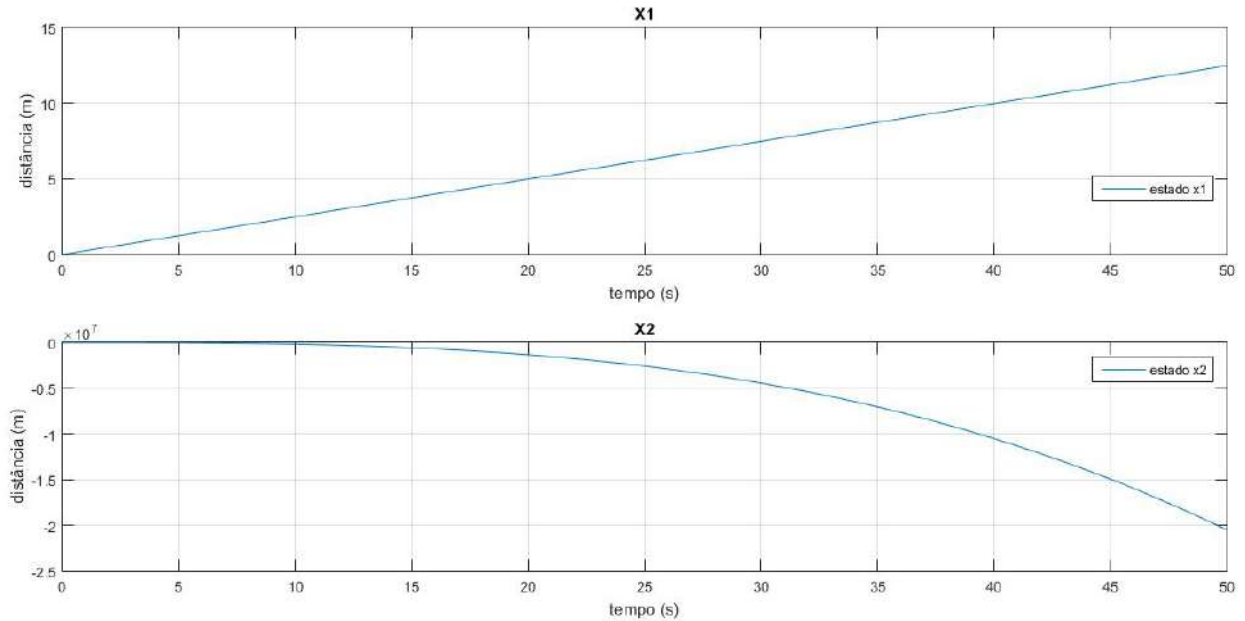


Figura 4.11: Resposta temporal sem controlador (caso discreto).

4.5.4 Resposta domínio temporal caso contínuo (variação de perturbação)

Em seguida, variou-se a frequência a fim de observar a rejeição de perturbação, por meio do controle empregado, o que pode ser observado a partir da figura a seguir. A frequência inicia-se em $10Hz$ sendo alterada para $20Hz$ em $200s$, aos $450s$, retorna-se ao valor de $10Hz$.

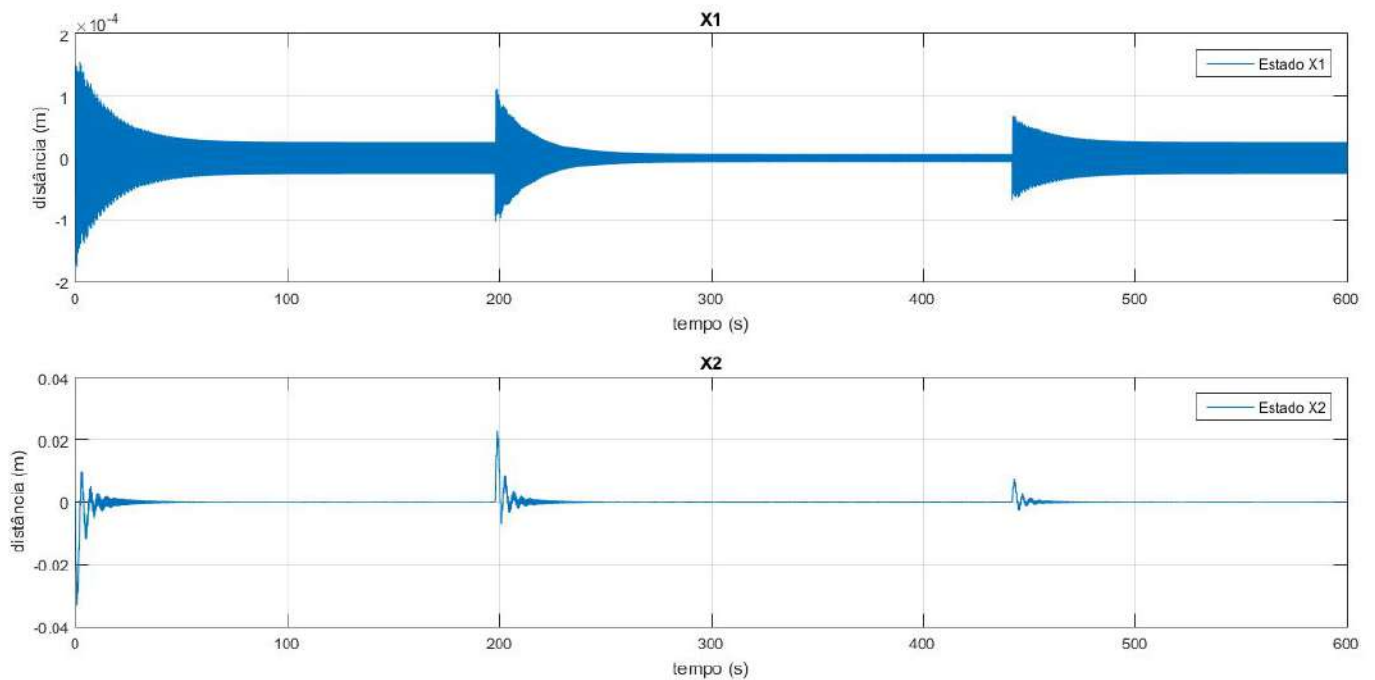


Figura 4.12: Resposta temporal frequência variável.

A partir da figura (4.12) é possível constatar que, as perturbações variadas após o sistema estar estabilizado, iniciaram uma variação de posição, porém, com uma amplitude pequena, não causando grandes impactos. Outro fator consiste na correção de erro de regime permanente, já que, o sistema permanece com uma oscilação mitigada, sendo assim considerado estabilizado.

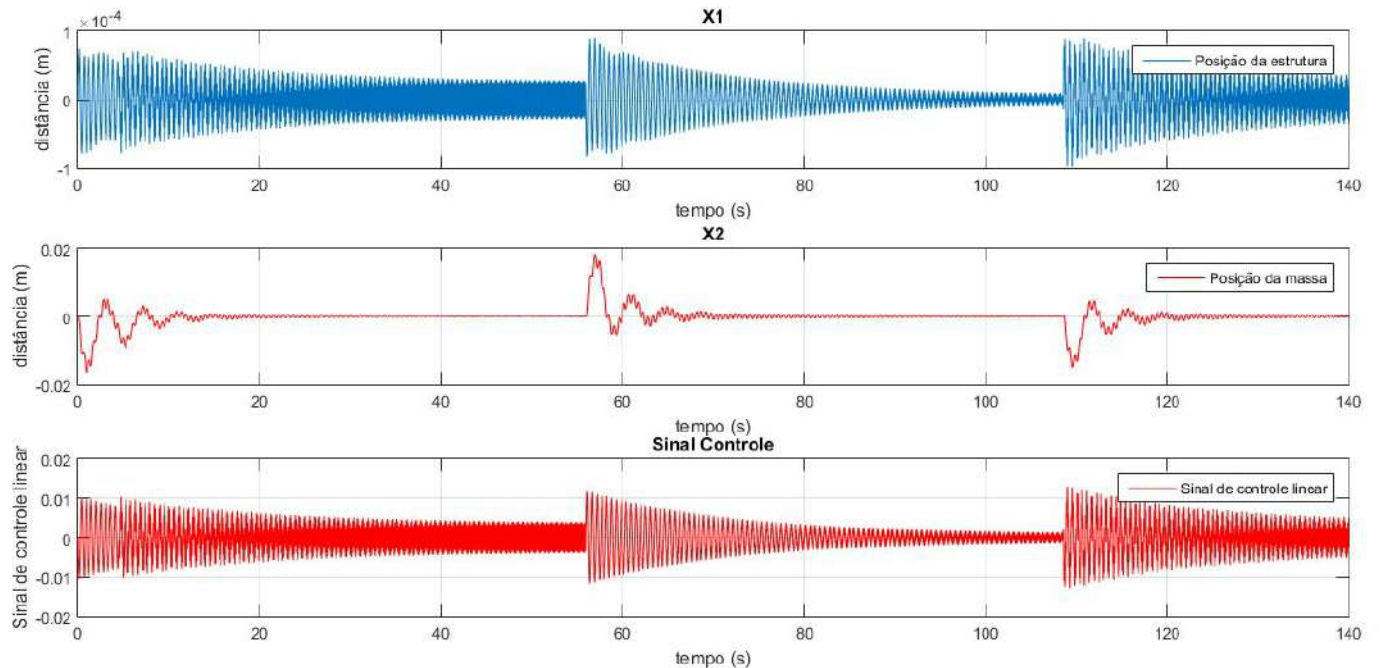


Figura 4.13: Resposta temporal frequência variável.

Já para a figura (4.13) a variação da frequência foi instaurada em, $55s$ passando de $20Hz$ para $10Hz$ e em $110s$ alternado-se de $10Hz$ para $20Hz$. Destarte, observa-se que, o sistema estabiliza, apesar da variação de perturbação, em períodos menores de tempo.

4.5.5 Sinais de controle

Em ambos os casos os sinais de controle apresentaram-se com grande oscilação, uma vez que, são encarregados de atenuar as perturbações espera-se que a variação de atuação esteja presente.

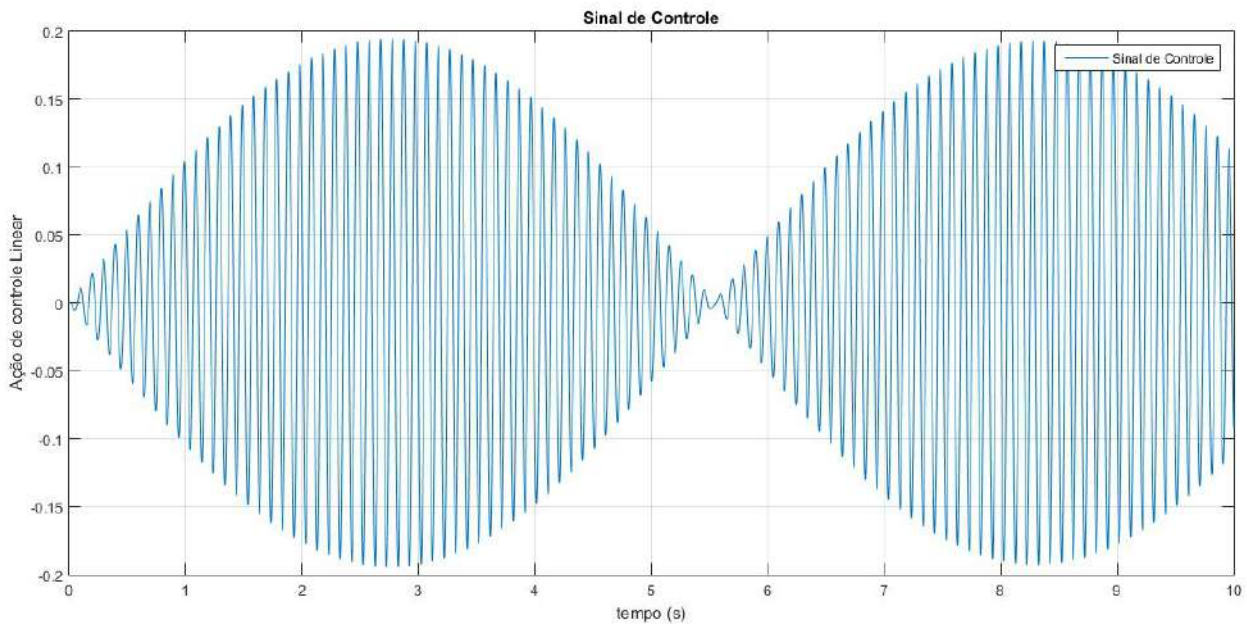


Figura 4.14: Sinal de controle (caso contínuo).

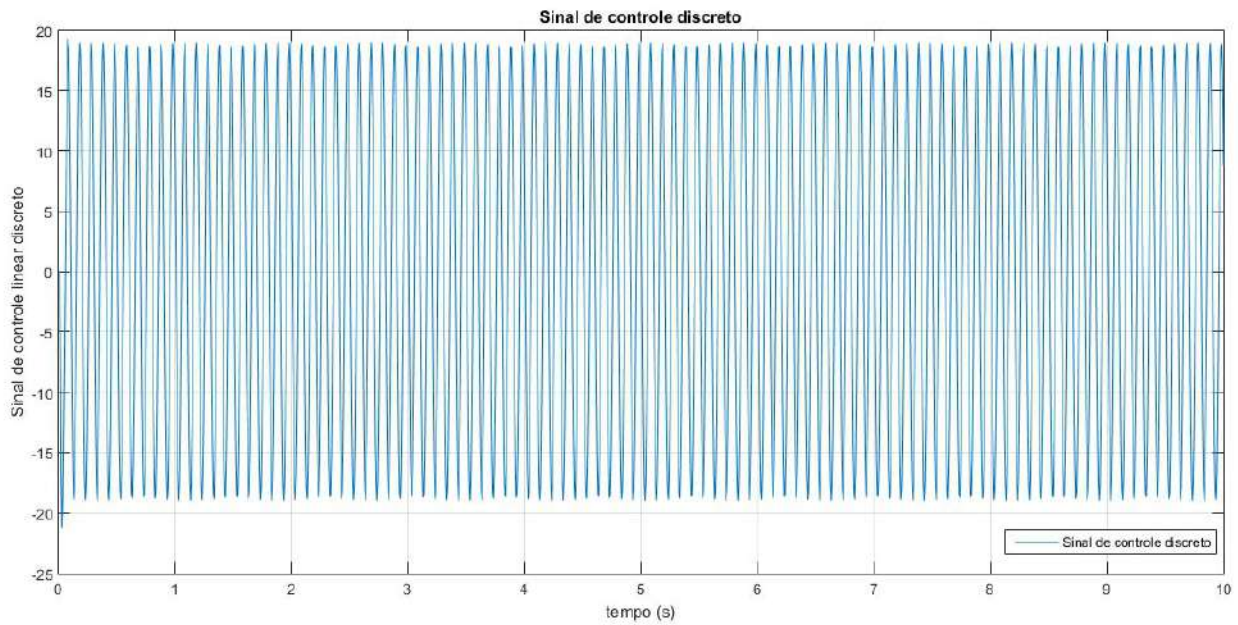


Figura 4.15: Sinal de controle (caso discreto).

Os sinais apresentados nas figuras (4.14) e (4.15), tratam o modelo de forma eficaz, entretanto a suas magnitudes de oscilação, tornam a implementação, no caso real, bastante complexa, uma vez que, o atuador precisa ser capaz de executar os comandos recebidos.

Já para o caso onde a frequência é variável, o sinal de controle apresentou-se conforme a figura infracitada.

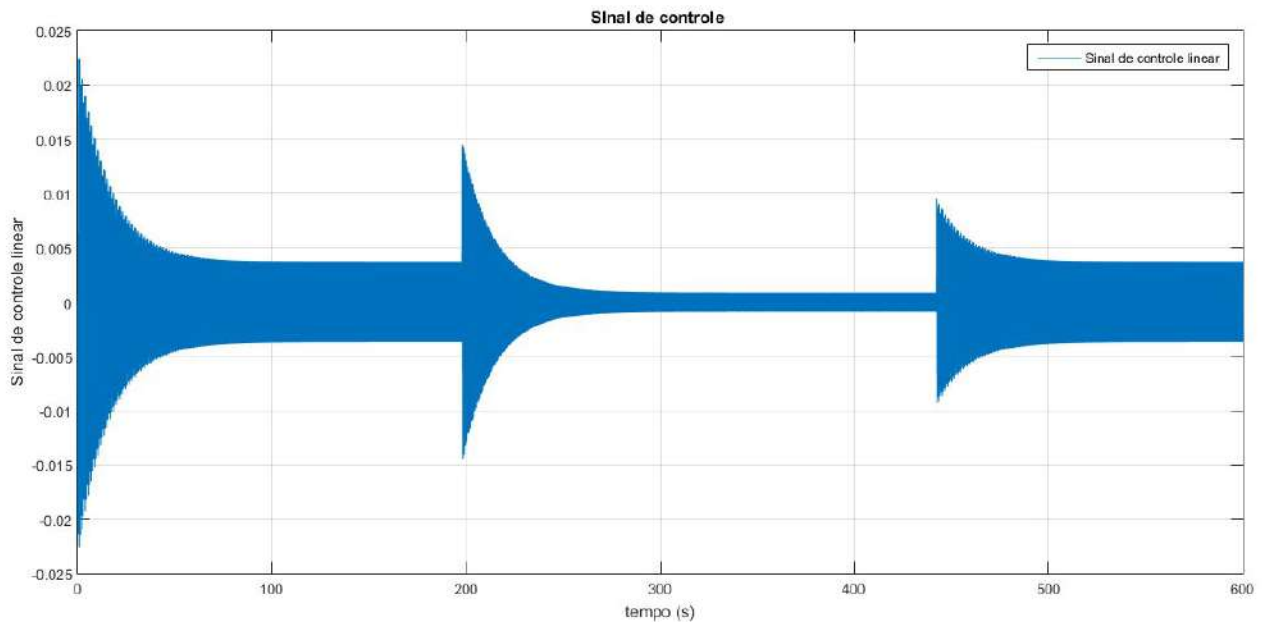


Figura 4.16: Sinal de controle (caso discreto).

A variação observada em (4.16), remete a uma ação corretiva, que ameniza a ação de per-

tubações impostas ao sistema. A robustez é assim dita, quando a ação de controle é capaz de retornar o sistema para seu estado estacionário, mesmo após uma variação de sinais.

4.6 Placa de circuito desenvolvida

Durante o desenvolvimento do projeto em questão, foi demandada a produção de uma placa de circuito para uma melhor organização dos componentes, e para proteção do micro-controlador adotado, a saber, Raspberry Pi3. Posto isto, o software KiCad foi empregado para confecção da placa de circuito, o esquemático é apresentado na figura a seguir.

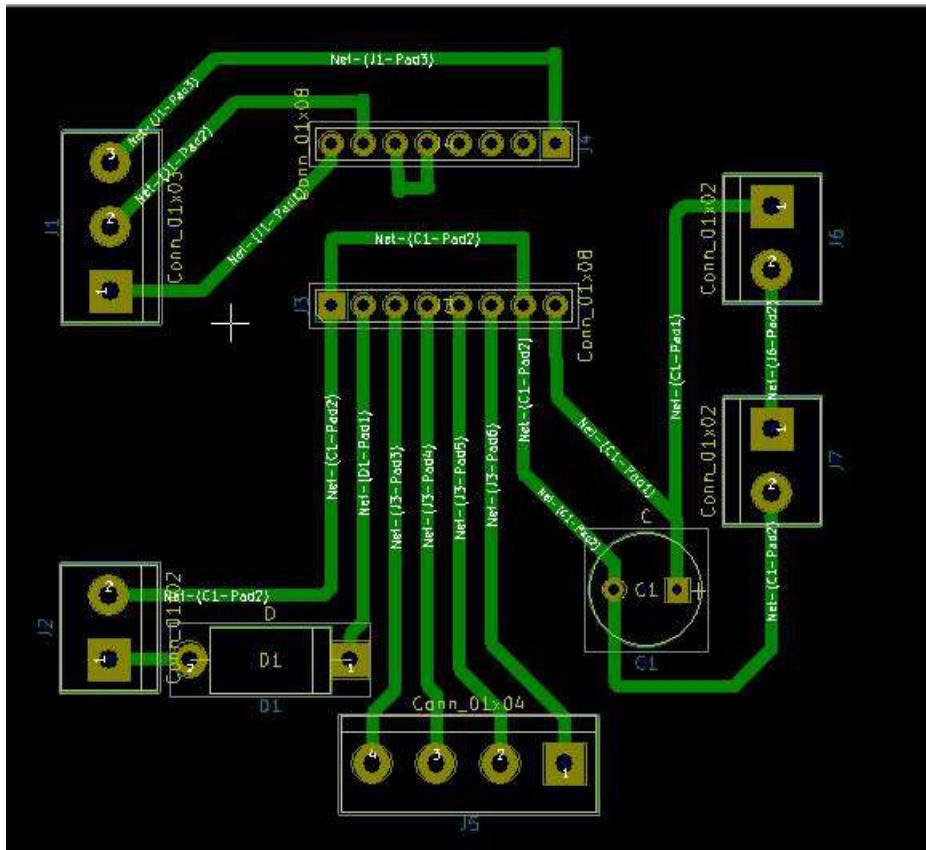


Figura 4.17: PCB gerado pelo software Kicad

Logo, o projeto da placa consiste em, estabelecer uma melhor fixação dos cabos do motor, uma filtragem de corrente utilizando um capacitor de $100\mu F$, recomendado pelo fabricante. Além de, oferecer uma proteção do micro-controlador por meio de um Diodo 6A10-JF calculado a partir da corrente máxima de rotor bloqueado, a saber, 5A.



Figura 4.19: Protótipo de ADV adaptativo.

A Figura (4.19) apresenta o primeiro protótipo desenvolvido, com as peças impressas, barra roscada central de aço 1020 e barras laterais de latão, para uma visualização da ideia.

4.8 Estrutura atualizada

Por fim, após as constatações de projeto, a estrutura foi fisicamente atualizada, acoplando-se os cabos e sensores, além de efetuar a troca das barras de teste, para as devidamente calculadas.

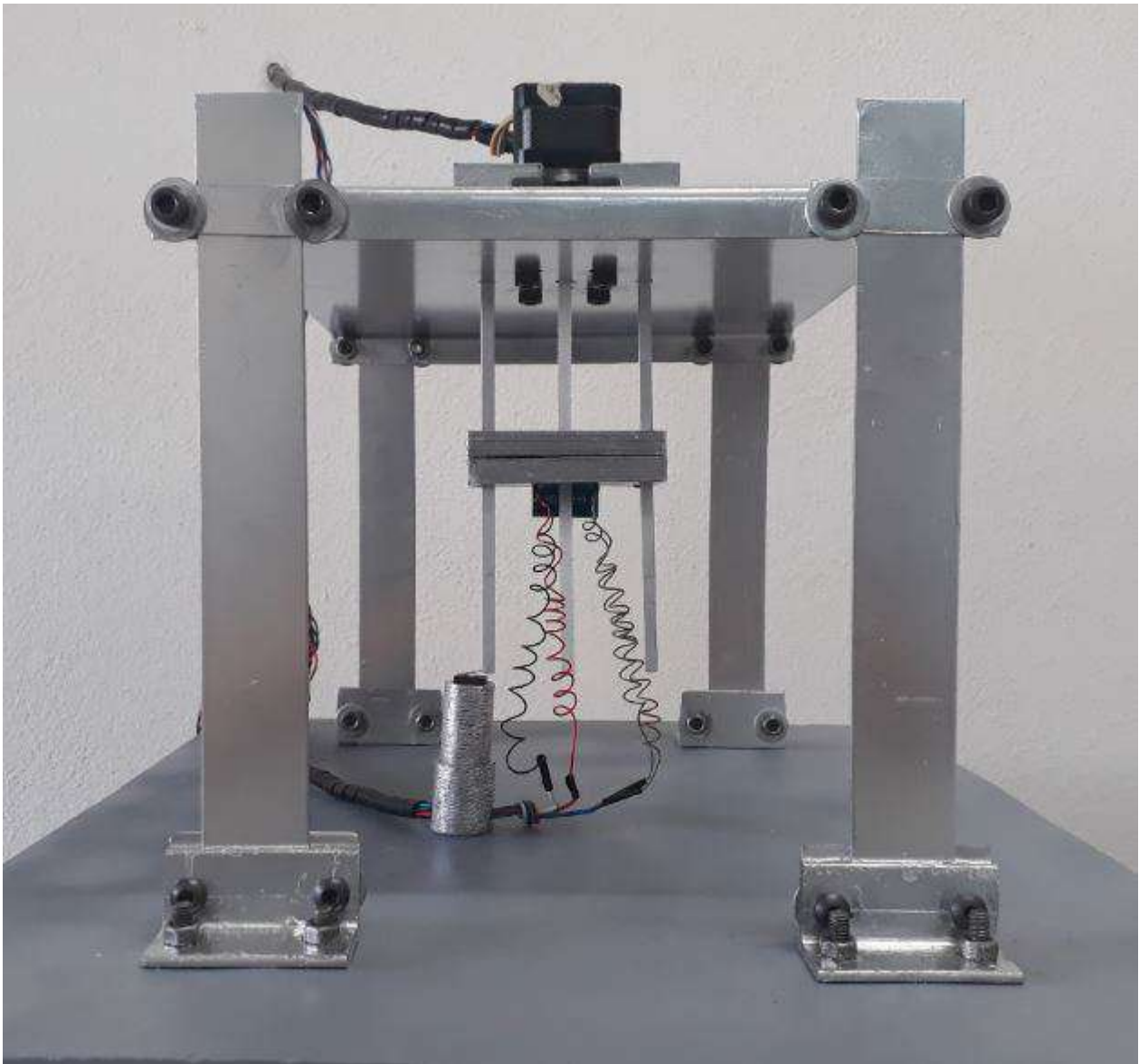


Figura 4.20: Estrutura atualizada (vista lateral)

4.8.1 Bancada de controle

Almejando-se otimizar o espaço demandado pelos componentes, foi construída uma bancada de controle, a qual pode ser observada a seguir, onde a alimentação, promovida por um estabilizador de energia, foi alocada juntamente com as placas controladoras.



Figura 4.21: Placas controladoras

Considerações finais

5.1 Conclusões

Do presente trabalho, conclui-se que a abordagem teórica que fundamenta o sistema é bem difundida e apresentada no meio acadêmico. Sendo esta selecionada para as áreas envolvidas neste trabalho as quais garantem a funcionalidade do projeto proposto. Assim sendo, as peças produzidas e a atualização da estrutura se confirmaram válidas, uma vez que as simulações dinâmica e estática mostraram-se suficientes, adequando o projeto ao desejável. Além disso, a função linearizante garantiu uma melhor representação do sistema, evitando-se, assim, as não linearidades, fator o qual permitiu a implementação dos controladores por meio de realimentação de estados. Soma-se a isto o fato de que o posicionamento da massa determina qual frequência é atenuada, sendo que a amplitude da onda na frequência desejada tende a zero. Entretanto, como dois novos picos foram gerados em frequências diferentes, o que estava associado à uma energia elevada fez com que a massa deslocasse. Portanto, a movimentação mássica, devido a ação de controle, em grande parte dos casos, foi constante, mitigando as amplitudes de maior pico. Logo, uma vibração intensa em uma dada frequência é distribuída em pequenas excitações em outras frequências. Assim sendo, a partir das repostas no tempo e na frequência, nota-se que a ação da vibração foi atenuada e que o sistema manteve-se oscilatório, porém com um valor menor de energia associado, tornando a estrutura, no modelo, estável. Entretanto para a aplicação prática, deve-se otimizar o sinal de controle, uma vez que, embora esteja adequado ao modelo, para o caso real, são necessários atuadores e sensores de alta precisão, o que não é incluído no orçamento deste trabalho. Além disto, um caminho observado consiste em modificar - fisicamente - a estrutura, para que a mesma apresente uma frequência de ressonância menor, a qual pode ser mitigada pelo acionamento do motor empregado. Por fim, a mitigação do maior espectral, presente nas medições, apresenta-se como uma saída capaz de controlar, mantendo-se o atuador já presente.

5.2 Propostas de trabalhos futuros

Para o presente trabalho, tem-se como proposta de implementação futura, a aplicação do controlador na planta já desenvolvida e instrumentada, uma vez que, foi constatado, a partir das simulações, que a atuação da movimentação mássica é efetiva. Propõem-se também, a análise da interferência da massa menor, por meio da variação deste parâmetro que afeta diretamente a modelagem matemática do sistema. Além de, uma análise da interferência de uma perturbação com amplitude variável, que por sua vez, ocasiona em uma grande variação de energia, a qual pode vir a instabilizar o sistema. Por fim, sugere-se também a implementação de uma estrutura que já possua dois graus de liberdade, assim sendo a análise de absorvedor ampliaria-se para três graus de liberdade.

Códigos

A.1 Programa de cálculo dos ganhos do controlador contínuo

```

alf=0.5; % Parâmetro ponderador de aproximação de derivada.
A=[0,0,1,0;0,0,0,1;0,0,0,0;-3950,0,0,0]; % Matriz dinâmica.
B=[0;0;1;-1]; % Matriz de Controle.
Bw=[0;0;1;0]; % Matriz de Pertubação.
C=[1,0,0,0]; % Matriz de saída.
D=[0]; % Matriz nula.
sys=ss(A,B,C,D); % Sistema em espaço de estados.

Co= [B,A*B,A^2*B,A^3*B]; % Matriz de Controlabilidade.
unco = length(A) - rank(Co) % Análise da controlabilidade.
if (unco==0) % Se for 0 o sistema é controlável.
disp('Controlável')
Gk=place(A,B,-5*[0.1 1.1 1.2 1.40]) % Calculo dos ganhos Gk por meio
    de alocação de pólos.
At=A-B*Gk % Matriz dinâmica em malha fechada.
eig(A) % Autovalores da Matriz dinâmica.
syst=ss(At,B,C,D) % Sistema de malha fechada.
bode(syst) % Gerando o diagrama de bode do sistema de malha fechada.
hold on % Fixa na tela o gráfico plotado pela linha de código acima.
else % Caso a variável unco seja diferente de 0.
disp('não_é_controlável') % O sistema não é controlável.

```


A.2 Programa de análise na frequência

```

k2=400; % Constante de mola do ADV.
Areal=[0,0,1,0;0,0,0,1;-(3950+k2),k2,0,0;10*k2,-10*k2,0,0]; % Matriz
    dinâmica sistema real.
Areal2nulo=[0,0,1,0;0,0,0,1;-(3950+0),0,0,0;10*0,-10*0,0,0]; %
    Matriz dinâmica sistema real com K2 nulo.
B=[0;0;1;0]; % Matriz B associada ao controle sistema não linear.
C=[1,0,0,0]; % Matriz C de saída.
Bv=[0;0;1;-1]; % Matriz B controlador linearizante V.
Bw=[0;0;1;0]; % Matriz de perturbação.
Alinear=[0,0,1,0;0,0,0,1;0,0,0,0;-3950,0,0,0]; % Matriz dinâmica
    linearizada
s=tf('s') % Função em termos de s domínio da frequência.
Gs=C*((s*eye(4)-Areal)^-1)*B % Função transferência sistema real.
Gs0=C*((s*eye(4)-Areal2nulo)^-1)*B % Função transferência sistema
    real com k2 nulo.
bode(Gs) % Plota o diagrama de bode do sistema real.
hold on % Fixa o gráfico na tela.
G2s=C*((s*eye(4)-(Alinear-Bv*Gk))^-1)*Bw % Função de transferência
    do sistema linearizado.
bode(G2s) % Plota o diagrama de bode do sistema linearizado.
hold on % Fixa o gráfico na tela.
bode(Gs0) % Plota o diagrama de bode do sistema com k2 nulo.

```

A.3 Programa de cálculo dos ganhos do controlador discreto

```
Ar=[0,0,1,0;0,0,0,1;0,0,0,0;-3950,0,0,0]; % Matriz A dinâmica do  
sistema real.
```

```
Br=[0;0;1;-1]; % Matriz B sistema real.
```

```
Brw=[0;0;1;0]; % Matriz B perturbação sistema real.
```

```
Cr=[1,0,0,0]; % Matriz C de saída do sistema real.
```

```
Dr=[0]; % Matriz D nula.
```

```
sysr=ss(Ar,Br,Cr,Dr); % Sistema real em espaço de estados.
```

```
T=0.0063; % Período de amostragem.
```

```
sysrT=c2d(sysr,T); % O comando c2d já inclui o segurador de ordem 0.
```

```
z2=(1+(T*-5.5/2))/(1-(T*-5.5/2)); % Pólo discreto z2.
```

```
z3=(1+(T*-6/2))/(1-(T*-6/2)); % Pólo discreto z3.
```

```
z4=(1+(T*-7/2))/(1-(T*-7/2)); % Pólo discreto z4.
```

```
Gkt=place(sysrT.a,sysrT.b,[0 z2 z3 z4]) % Ganhos do controlador  
discreto para realimentação de estados.
```

A.4 Programa acionamento motor de passo (Phyton)

```
# Programação motor de passo – TCC Romulo Júnior
#-----

# Importando bibliotecas
#-----

import sys
import RPi.GPIO as gpio
import time
#Lendo a direção e número de passos , se passos = 0 sai.
try:
    direction = sys.argv[1]
    steps = int(float(sys.argv[2]))
except:
    steps = 0
# Configurando os pinos do raspberry pi os GPIOs
gpio.setmode(gpio.BCM)
#GPIO23 é a Direção
#GPIO24 é o Passo
gpio.setup(23, gpio.OUT)
gpio.setup(24, gpio.OUT)
# True remete à esquerda e False à direita
if direction == 'left':
    gpio.output(23, True)
elif direction == 'right':
    gpio.output(23, False)
StepCounter = 0 // contador de passos
WaitTime = 0.000001
# main loop
while StepCounter < steps:
    gpio.output(24, True) // Dando um passo
    gpio.output(24, False)
    StepCounter += 1 // Contabilizando o passo
    time.sleep(WaitTime) // Aguardando o tempo
gpio.cleanup()
```


Apêndice **B**

Vistas da estrutura atualizada

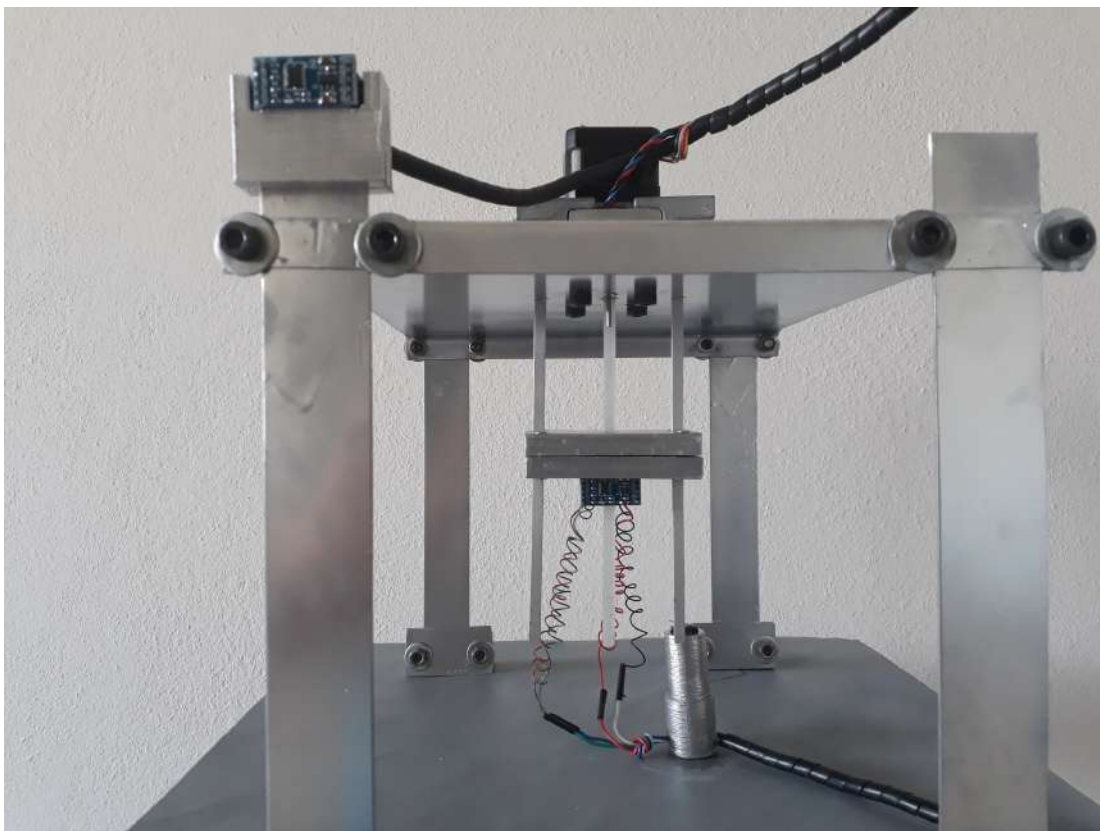


Figura B.1: Estrutura atualizada

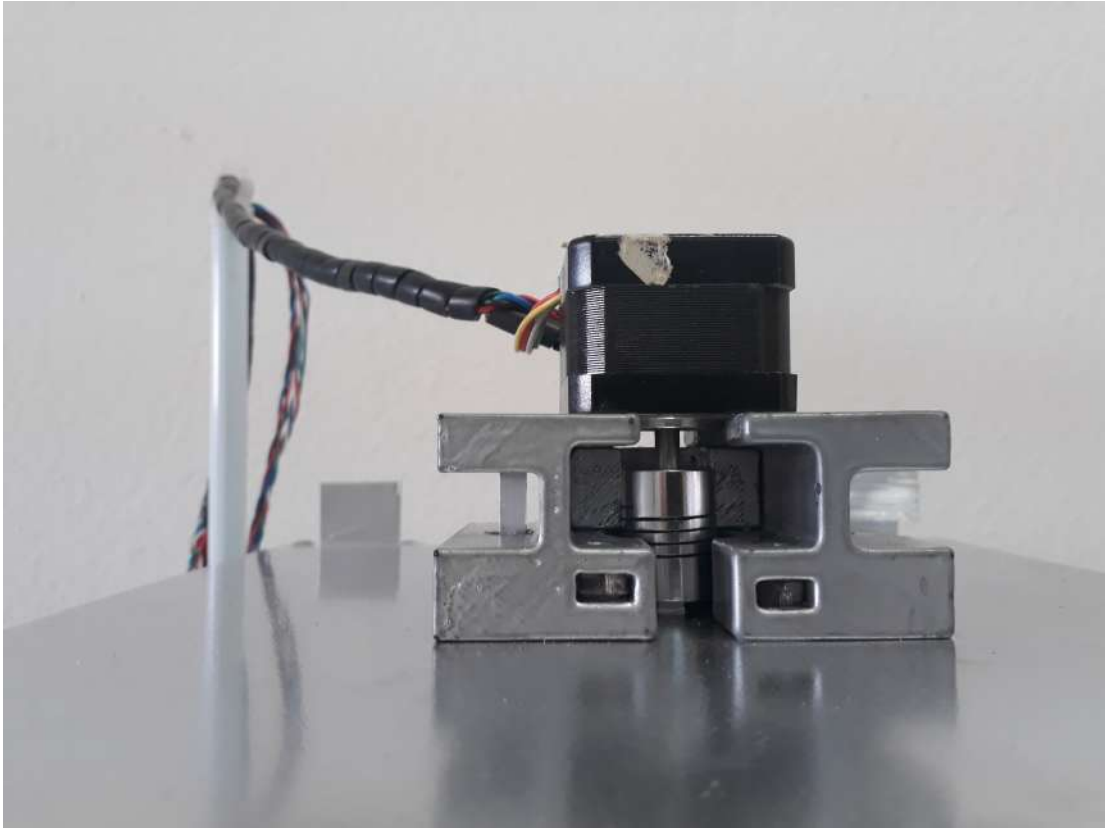


Figura B.2: Motor acoplado

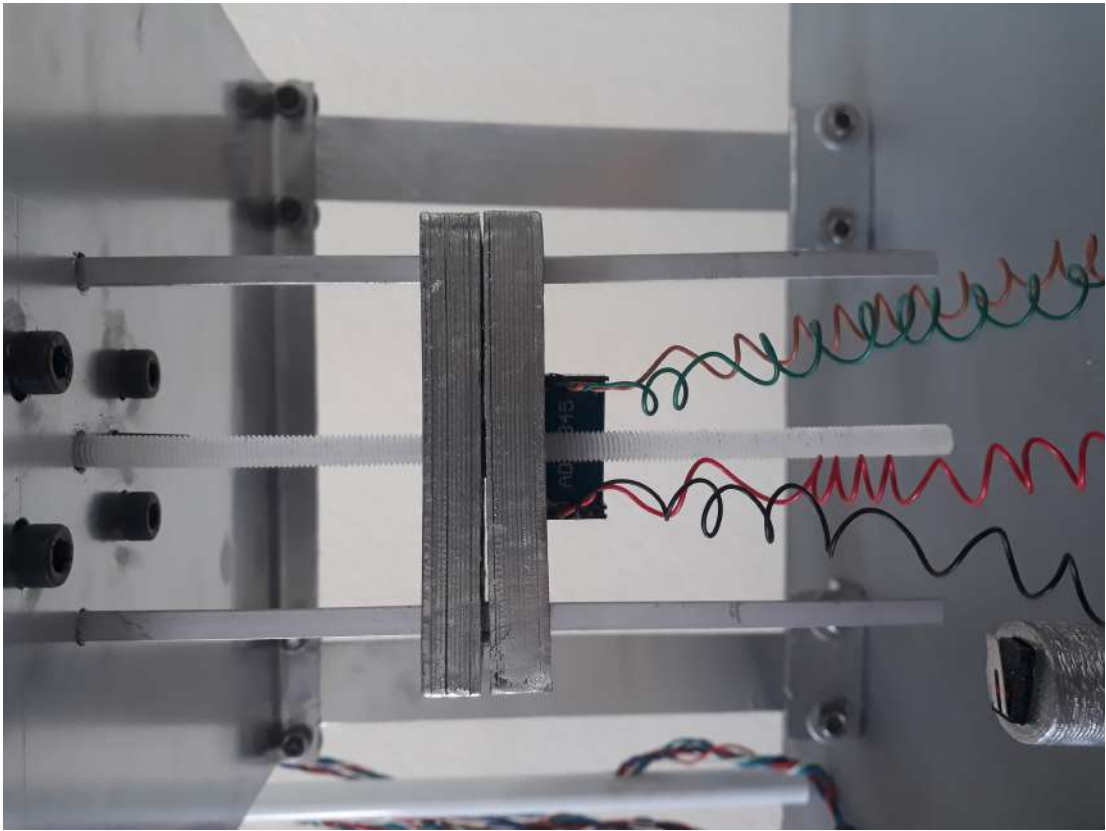


Figura B.3: Projeto de ADV adaptativo final

Bibliografia

- L. M. Adams Jr. Rotating machinery vibration. from analysis to troubleshooting mechanical engineering. *A Series of Textbooks and Reference Books*, 2001.
- A. S. de Aquino et al. Controle de vibração de um sistema sob desbalanceamento rotativo utilizando atuador de liga com memória de forma. 2011.
- A. C. R. ASSI. Metodologia para utilização de absorvedores dinâmicos de vibração através do estudo do dos parâmetros de projeto., 2014 - PUC Minas Belo Horizonte.
- B. Balachandran and E. B. Magrab. *Vibrations*. Cengage Learning, 2008.
- B. Balachandran and E. B. Magrab. *Vibrações mecânicas*. São Paulo: Cengage Learning, 2011.
- J. E. Brock. A note on the damped vibration absorber. *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, 13(4): A-284, 1946.
- S. S. Cunha Jr. Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações. *Master's degree thesis, UFU, Uberlândia, MG*, 1999.
- P. E. de Medeiros. Controle ativo de vibração em estruturas inteligentes utilizando um controlador por modos deslizantes com compensação difusa. Master's thesis, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2016.
- J. P. Den Hartog. *Mechanical vibrations 4th edition*. McGraw-Hill, New York., 1956.
- R. C. Dorf and R. H. Bishop. Sistemas de controle modernos, oitava edição edn. *LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora SA, Rio de Janeiro, Brasil*.[\[Links\]](#), 2001.
- G. Duan and H. Yu. *LMIs in control systems: analysis, design and applications*. CRC press, 2013.
- H. Frahm. Device for damping vibrations of bodies., April 18 1911. US Patent 989,958.
- W. He and S. S. Ge. Vibration control of a flexible beam with output constraint. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 62(8):5023–5030, 2015.

- C. Hemingway and S. Hemingway. Ancient greek colonization and trade and their influence on greek art. *Heilbrunn Timeline of Art History. The Metropolitan Museum of Art*, 2007.
- J. P. Hespanha. *Linear systems theory*. Princeton university press, 2009.
- Barak P. Rabins M. Hrovat, D. Semi-active versus passive or active tuned mass dampers for structural control. *Journal of Engineering for Industry*, 109(3):691–705, 1983.
- Y. Hurmuzlu and O. D. I. Nwokah. The mechanical systems design handbook: Modeling. *Measurement and Control. CRC Press*, 2001.
- I. Jolly and M. A. Norris. Passive, adaptive and active tuned vibration absorbers-a survey. 1995.
- H. K. Khalil and J. Grizzle. Nonlinear systems, vol. 3. *Prentice hall Upper Saddle River*, 2002.
- M. Klasztorny. Reduction of steady-state forced vibrations of structures with dynamic absorbers. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 24(8):1155–1172, 1995.
- R. W. Luft. Optimal tuned mass dampers for buildings. *Journal of the Structural Division, Proceedings of the ASCE*, 105(ST12):2766–2772, 1979.
- R. F. A. Marques et al. Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações ativos e adaptativos. 2000.
- L. Maurice Jr. *Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting*. Marcel Dekker, 2001.
- G. L. Nessler, D. L. Brown, D. C. Stouffer, and K. C. Maddox. Design of a viscoelastic dynamic absorber for machine tool applications. *Journal of Engineering for Industry*, 99(3):620–623, 1977.
- K. Ogata, P. Á. Maya, and F. Leonardi. *Engenharia de controle moderno*. Prentice Hall, 2003.
- N. Olgac and B. Holm-Hansen. Tunable active vibration absorber: the delayed resonator. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS MEASUREMENT AND CONTROL*, 117:513–519, 1995.
- C. L. Phillips and H. T. Nagle. *Digital control system analysis and design*. Prentice Hall Press, 2007.
- Y. M. Ram and S. Elhay. The theory of a multi-degree-of-freedom dynamic absorber. *Journal of Sound and Vibration*, 195(4):607–615, 1996.
- S. S. Rao and F. F. Yap. *Mechanical vibrations*, volume 4. Prentice Hall Upper Saddle River, 2011.
- E. R. O. Ribeiro. Caracterização e construção de uma bancada didática para estudos em absorvedores dinâmicos de vibrações, 2015 - Engenharia Mecatrônica - CEFET-MG Campus V.

- I. F. Rodrigues, J. T. Pereira, and E. M. de Oliveira Lopes. Análise numérica do comportamento real de neutralizadores de vibração projetados sob acoplamento com 1 grau de liberdade. *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia-RIPE*, 2(13):83–102, 2017.
- G. W. Silva, L. B. de Oliveira, and F. R. da Silva. Modelagem, simulação e projeto de absorvedores passivos de vibrações em pontes. 2015.
- W. Sumelka, R. Zaera, and J. Fernández-Sáez. A theoretical analysis of the free axial vibration of non-local rods with fractional continuum mechanics. *Meccanica*, 50(9):2309–2323, 2015.
- K. M. Tsuruta et al. Investigação numérica e experimental de dispositivos piezelétricos combinando geração de energia e atenuação de vibrações. 2015.
- Y. Z. Wang and S. H. Cheng. The optimal design of dynamic absorber in the time domain and the frequency domain. *Applied Acoustics*, 28(1):67–78, 1989.
- W. Weaver Jr, S. P. Timoshenko, and D. H. Young. *Vibration problems in engineering*. John Wiley & Sons, 1990.