



**ANÁLISE DE METAMATERIAL APLICADO AO
CONTROLE VIBRACIONAL EM MEMBROS HUMANOS**

DANIEL FARIA BONFIM

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE METAMATERIAL APLICADO AO
CONTROLE VIBRACIONAL EM MEMBROS HUMANOS**

DANIEL FARIA BONFIM

Orientador: PROF. DR. MARCELA RODRIGUES MACHADO, ENM/UNB

Co-orientador: ME. BRAION BARBOSA DE MOURA, ENM/UNB

PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PUBLICAÇÃO ENM.PG - XXX/AAAA
BRASÍLIA-DF, 2 DE 5 DE 2022.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE METAMATERIAL APLICADO AO
CONTROLE VIBRACIONAL EM MEMBROS HUMANOS**

DANIEL FARIA BONFIM

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Marcela Rodrigues Machado, ENM/UnB
Orientador

Me. Braion Barbosa de Moura, ENM/UnB
Co-orientador

Me. André Albuquerque Thomas e Brandão, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Marcela Rodrigues Machado, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Jones Yudi Mori Alves da Silva, ENM/UnB
Examinador externo

BRASÍLIA, 2 DE 5 DE 2022.

FICHA CATALOGRÁFICA

DANIEL FARIA BONFIM

Análise de metamaterial aplicado ao controle vibracional em membros humanos

2022xv, 147p., 201x297 mm

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2022)

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

DANIEL FARIA BONFIM (2022) Análise de metamaterial aplicado ao controle vibracional em membros humanos. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Publicação xxx/AAAA, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 147p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: DANIEL FARIA BONFIM

TÍTULO: Análise de metamaterial aplicado ao controle vibracional em membros humanos.

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2022

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

DANIEL FARIA BONFIM

danielfariabomfim@gmail.com

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais que acreditaram em mim, aos meus amigos que me ajudaram em tempos difíceis, e aos meus orientadores que me guiaram na realização deste trabalho.

Resumo

A Doença de Parkinson é uma doença neurodegenerativa cujos sintomas envolvem uma instabilidade postural, rigidez dos membros e tremores nos membros. O tratamento principal da doença envolve a reposição de dopamina no organismo e alívio dos sintomas com fármacos, mas este tratamento pode trazer grande desconforto para os pacientes por causa dos efeitos colaterais fazendo com que medidas alternativas sejam adotadas. Dentre os tratamentos alternativos, a utilização de órteses para controle dos tremores apresenta uma solução para que os pacientes sejam capazes de realizar as tarefas diárias e ter uma vida mais próxima do que é normal. A maioria das órteses de controle ativo são robustas, e causam desconforto para o usuário, enquanto que as órteses de controle passivo são mais compactas e leves fazendo com que sejam mais aceitas pelos usuários. Neste contexto, este trabalho aborda uma investigação de uma inovação de órtese com controle passivo de vibração, constituída por metamateriais compostos de piezoelétricos conectados a circuitos shunt RL. Para isso, simulações vibracionais de vigas com características biomecânicas excitadas harmônicamente foram realizadas a fim de exemplificar a capacidade de controle da órtese em um membro humano, mais especificamente no braço. Os resultados demonstram que é possível atenuar os deslocamentos da viga excitada harmônicamente na faixa de frequência da doença.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	3
LISTA DE TABELAS	1
1 INTRODUÇÃO	2
1.1 MOTIVAÇÃO	6
1.2 OBJETIVO GERAL	6
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1 DOENÇA DE PARKINSON	8
2.2 MODELO BIOMECÂNICO DE UM BRAÇO	9
2.3 TIPOS DE CONTROLE USADOS NA DOENÇA DE PARKINSON	13
2.4 MÉTODO DO ELEMENTO ESPECTRAL	17
3 MODELO NUMÉRICO	19
3.1 MÉTODO DO ELEMENTO ESPECTRAL	19
3.1.1 VIGA DE EULER-BERNOULLI	19
3.1.2 VIGA COM UMA CAMADA UNIFORME DE PIEZOELÉTRICO	22
3.2 CIRCUITO SHUNT	29
3.2.1 MODELAGEM PIEZOELÉTRICA	29
3.2.2 IMPEDÂNCIA DO CIRCUITO SHUNT	31
3.2.3 RELAÇÕES DE ACOPLAMENTO	32
3.3 SISTEMAS LINEARES INVARIANTES NO TEMPO	33
3.3.1 DENSIDADE ESPECTRAL DE POTÊNCIA	35
4 RESULTADOS	37
4.1 CASO 1 - VIGA DE ALUMÍNIO	40
4.2 CASO 2 - VIGA COM PROPRIEDADES BIOMECÂNICAS	42
4.3 CASO 3 - MODELO APROXIMADO DE UM BRAÇO	44
4.3.1 PIEZOELÉTRICOS SOMENTE NA MÃO	48
4.3.1.1 EXCITAÇÃO HARMÔNICA	49
4.3.1.2 IMPULSO UNITÁRIO	50
4.3.2 PIEZOELÉTRICOS DO COTOVELO ATÉ A MÃO	51
4.3.2.1 EXCITAÇÃO HARMÔNICA	52
4.3.2.2 IMPULSO UNITÁRIO	53
4.3.3 PIEZOELÉTRICOS AO LONGO BRAÇO TODO	55
4.3.3.1 EXCITAÇÃO HARMÔNICA	55
4.3.3.2 IMPULSO UNITÁRIO	56
5 CONCLUSÃO	60
REFERÊNCIAS	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Dispositivos de monitoramento de tremores: (a) Caneta biométrica para análise das funções motoras da mão;(b) acelerômetros em diferentes partes do membro; (c) e (d) Luva com acelerômetros acoplados nas pontas dos dedos; (e) Método de detecção de tremores posturais com laser e sensor de imagem; (f) Sensores sem fio para identificação de anormalidades na maneira de andar para pacientes com Parkinson;	3
Figura 2 – Protótipos (a-c) e conceitos (d-e); (a) Controle ativo com motor elétrico; (b) Atuador pneumático; (c) Órtese tunável semi-ativa usando resistência viscosa de cisalhamento; (d) Atenuador semi-ativo usando materiais viscoelásticos; (e) Luva com fibra piezoelétrica, controle ativo	4
Figura 3 – (a) Comparação entre as amplitudes de oscilação de cada tipo de tremor; (b) Acelerômetro que distingue tremores patológicos de movimentos naturais do braço	5
Figura 4 – Frequências de excitação medidas nos movimentos de flexão/extensão (Pitch), pronação/supinação (Roll) e desvio ulnar e radial (Yaw) da mão.	5
Figura 5 – Representação do metamaterial: (a) Viga com piezoelétricos espaçados periodicamente; (b) Representação topográfica do circuito shunt RL; . .	6
Figura 6 – Modelos biomecânicos discretos do sistema braço-mão; (a) Postura com cotovelo a 90°; (b) Modelo discreto com 3 GDL.	10
Figura 7 – Modelos contínuos de um sistema braço-mão: (a) Vigas homogêneas com sistemas massa-mola-amortecedor; três condições de contorno para um modelo contínuo da ulna;	11
Figura 8 – Modelo com 3 GDL com propriedades realísticas.	12
Figura 9 – Métodos de controle com piezoelétricos da vibração causada pela doença de Parkinson; (a) Modelo da mão humana com 4 GDL; (b) Modelo de uma viga bimorfa para simular o controle da vibração do braço.	13
Figura 10 – Protótipos de órteses para controle de tremores; (a) Controle semi-ativo através de fluido magnetoreológico; (b) Controle passivo por sistema pneumático; (c) Exoesqueleto que controla ativamente os tremores;	14
Figura 11 – GDL de um braço humano: (a) GDL do ombro e cotovelo; (b) GDL do punho;	15
Figura 12 – Conceito de uma luva feita de fibra piezoelétrica para controle vibracional de tremores.	16
Figura 13 – Bancada experimental do controle vibracional de um braço de treinamento para injeção intravenosa através de uma luva com material piezoelétrico.	17
Figura 14 – Deslocamentos da viga com uma camada piezoelétrica.	22

Figura 15 – Resposta de um sistema a um impulso unitário.	34
Figura 16 – Resposta do sistema a impulsos discretos.	34
Figura 17 – Modelo de viga com 8 elementos de viga-PZT-Shunt e viga.	39
Figura 18 – Casos de testes para análise do efeito do número de elementos piezoelétricos-shunt no sistema.	39
Figura 19 – Impedâncias do circuito shunt RL: (a) Impedância sintonizada em 238 Hz; (b) Impedância sintonizada em 2187 Hz; (c) Representação topográfica do circuito shunt RL conectado a um piezo;	40
Figura 20 – Resposta em frequência da viga atenuada em 238 Hz: (a) FRF na zona de frequência entre 0 e 2500 Hz; (b) Zoom da FRF na zona de frequência entre 150 e 300 Hz;	41
Figura 21 – Resposta em frequência da viga atenuada em 2187 Hz	42
Figura 22 – Impedâncias do circuito shunt RL: (a) Impedância sintonizada em 4 Hz; (b) Impedância sintonizada em 11 Hz; (c) Representação topográfica do circuito shunt RL conectado a um piezo;	43
Figura 23 – Resposta em frequência da viga atenuada em 4 Hz: : (a) FRF na zona de frequência entre 0 e 50 Hz; (b) Zoom da FRF na zona de frequência entre 0 e 10 Hz;	43
Figura 24 – Resposta em frequência da viga atenuada em 11 Hz: (a) FRF na zona de frequência entre 0 e 50 Hz; (b) Zoom da FRF na zona de frequência entre 0 e 15 Hz;	44
Figura 25 – Modelo melhorado com condições de contorno e aumento de rigidez. . .	45
Figura 26 – Magnitude instantânea dos primeiros harmônicos dos tremores da Doença de Parkinson.	46
Figura 27 – Excitação harmônica: (a) Domínio da frequência; (b) Domínio do tempo;	47
Figura 28 – Representação de um circuito Shunt RL em série configurado para atuar em duas frequências	48
Figura 29 – Representação do braço humano com materiais piezoelétricos apenas na mão: (a) Modelo real; (b) Modelo em forma de viga.	49
Figura 30 – Resposta do modelo da Figura 29 b considerando uma excitação harmônica:(a) FRF; (b) Resposta no tempo;	50
Figura 31 – Resposta do modelo da Figura 29 b com Impulso unitário: (a)FRF; (b) Resposta no tempo;	51
Figura 32 – Representação do braço humano com elementos piezoelétricos dispostos periodicamente na mão e antebraço: (a) Modelo real; (b) Modelo em forma de viga.	52
Figura 33 – Resposta do modelo da Figura 32 b considerando uma excitação harmônica: (a) FRF; (b)Resposta no tempo.	53
Figura 34 – Resposta do modelo da Figura 32 b considerando uma Impulso unitário: (a) FRF; (b)Resposta no tempo.	54

Figura 35 – Representação do braço humano com elementos piezoelétricos dispostos periodicamente no braço todo: (a) Modelo real; (b) Modelo em forma de viga.	55
Figura 36 – Resposta do modelo da Figura 35 b considerando uma excitação harmônica: (a) FRF; (b) Resposta no tempo;	56
Figura 37 – Resposta do modelo da Figura 35 b considerando uma Impulso unitário: (a) FRF; (b) Resposta no tempo.	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades médias de membros humanos.	38
Tabela 2 – Propriedades da viga 1 e do piezoelétrico.	40
Tabela 3 – Propriedades da viga 2 e piezoelétrico.	42
Tabela 4 – Propriedades da viga e piezoelétrico.	47
Tabela 5 – Comparação da redução da Densidade Espectral de Potência para o controle apenas no primeiro modo (em 2.6, 2.5 e 2.4 Hz) e nos dois primeiros modos simultaneamente (em 2.6 e 13.5 Hz, 2.5 e 13.5 Hz, 2.4 e 13.5 Hz).	58
Tabela 6 – Densidade espectral de potência para os primeiros modos da viga nas diferentes configurações de piezoelétricos.	58

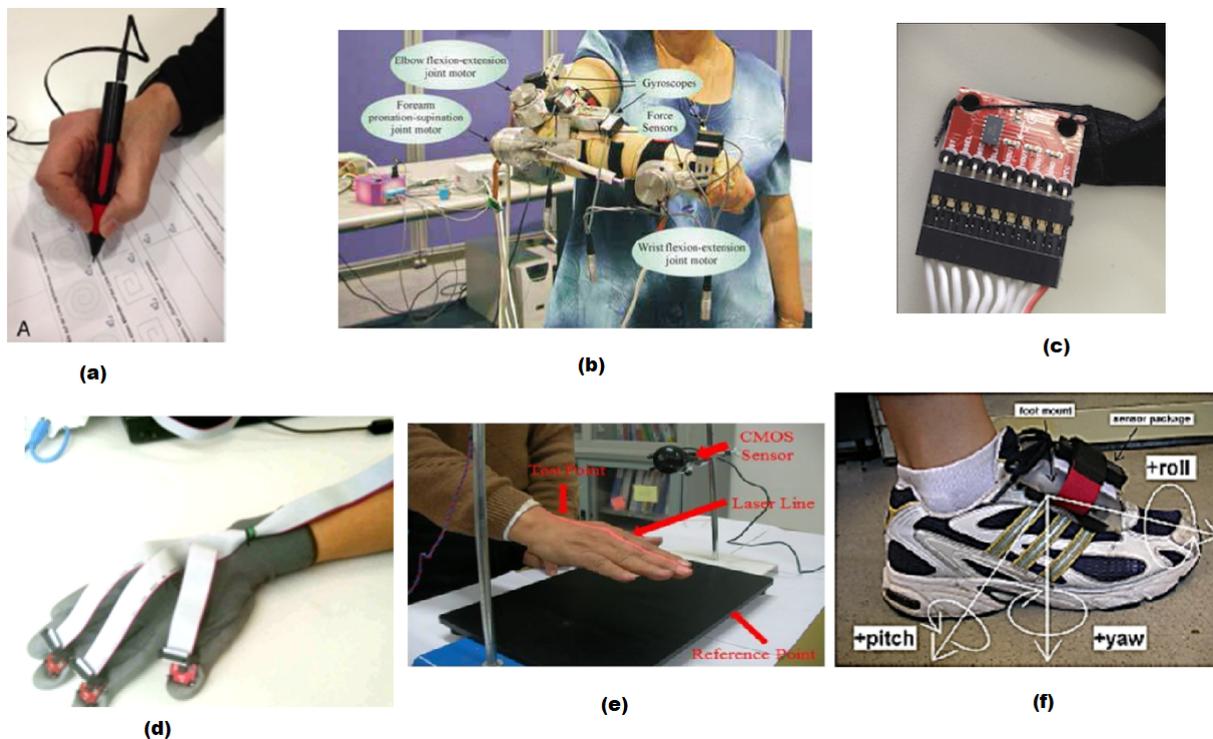
1 Introdução

Tremores no corpo humano são definidos como uma oscilação rítmica de uma parte do corpo que pode causar desconforto social e dificuldade na realização de tarefas básicas do dia-a-dia. Embora em alguns casos, o tremor de um membro seja de fácil percepção, o diagnóstico demanda uma investigação cuidadosa visto que há várias doenças que apresentam esse sintoma e os tratamentos podem variar consideravelmente entre uma doença e outra. Dentre elas os casos mais comuns são: tremor fisiológico; tremor essencial; doença de Parkinson (DP); tremores induzidos por substâncias; tremor psicogênico; tremores distônicos; tremore cerebelar; e tremor metabólico (CRAWFORD; ZIMMERMAN, 2018).

O diagnóstico da doença é baseado nas informações clínicas fornecidas pelo paciente, e pelo exame físico (ESPAY et al., 2017). Esses exames avaliam a localização do tremor, frequência, amplitude e ativação, que pode ser em posição de descanso, postura ou na realização de alguma ação. Tradicionalmente estes parâmetros são analisados qualitativamente (ALTY; KEMPSTER, 2011), sendo, em termos de frequência classificados em "baixo" (entre 3 e 5 Hz), "intermediária", (5 a 8 Hz) e "alta" (9 a 12 Hz), e em termos da amplitude avaliado em "fino", "médio" e "grosseiro" (SANDRONI; YOUNG, 1994).

Embora a avaliação clínica de tremores não utilize um método eletrofisiológico para analisar a frequência de vibração do sintoma, que não é suficiente para o diagnóstico das doenças por causa da sobreposição de faixa de vibração das doenças, a avaliação clínica com um profissional da saúde especializado é uma avaliação prévia comumente utilizada para o diagnóstico do paciente. A avaliação clínica da severidade dos tremores é tão boa quanto as avaliações feitas por dispositivos (Figura 1) que monitoram e quantificam a magnitude dos tremores (ELBLE et al., 2013). Contudo, estes dispositivos são úteis para auxiliar o médico em casos em que a avaliação clínica não é clara, além de monitorar a resposta do paciente ao tratamento com as medicações, possibilitando otimizar a dosagem dos fármacos a fim de melhorar a qualidade de vida do paciente (PATEL et al., 2012).

Figura 1 – Dispositivos de monitoramento de tremores: (a) Caneta biométrica para análise das funções motoras da mão;(b) acelerômetros em diferentes partes do membro; (c) e (d) Luva com acelerômetros acoplados nas pontas dos dedos; (e) Método de detecção de tremores posturais com laser e sensor de imagem; (f) Sensores sem fio para identificação de anormalidades na maneira de andar para pacientes com Parkinson;

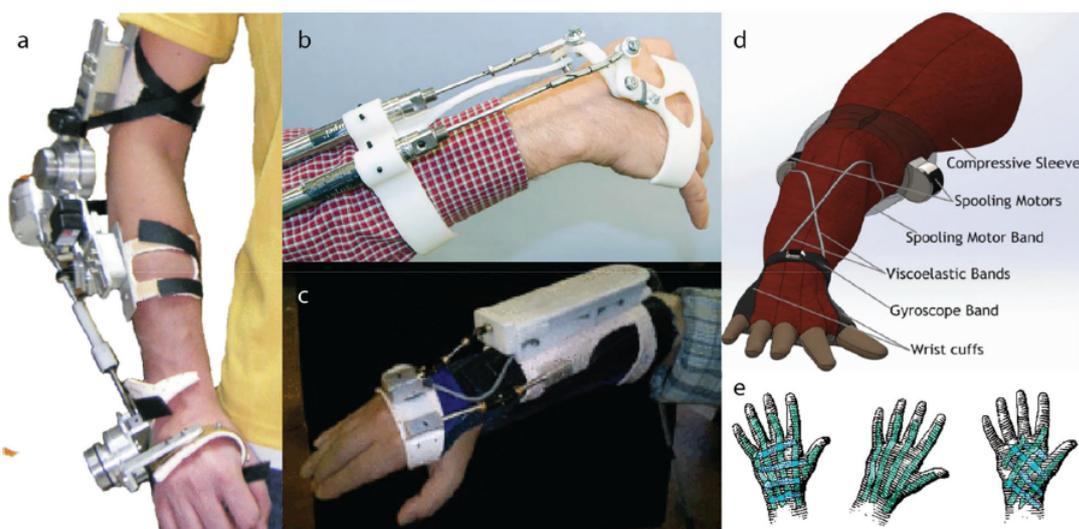


Fonte: (a) (BARTH et al., 2012); (b) (ROCON et al., 2009); (c) e (d) (BUSTAMANTE-BELLO; RAMIREZ-RODRIGUEZ; YÉPEZ-PÉREZ, 2012); (e) (CHANG et al., 2011); (f) (ALBERT; KORDING, 2011);

O tratamento farmacológico de um distúrbio do movimento pode variar muito dependendo da causa, progresso da doença, intensidade dos sintomas e da resposta do paciente ao tratamento, onde em alguns casos a dosagem do remédio é limitada pelos efeitos colaterais, ou pelo fato do paciente apresentar resistência aos medicamentos (CHARLES et al., 1999), (O'CONNOR; KINI, 2011). Cerca de 53% dos pacientes que portam esses tremores deixam a medicação por consequência de efeitos colaterais ou por falta de eficácia (DIAZ; LOUIS, 2010). No fracasso com o tratamento farmacológico recorre-se à cirurgia ou outros métodos alternativos, como "*Deep Brain Stimulation*"(FLORA et al., 2010a), estimulação elétrica funcional (GILLARD et al., 1999), pesos nos membros (HEWER; COOPER; MORGAN, 1972), terapia com luzes (NAGAOKA et al., 2012), estimulação magnética transcraniana (FILIPOVIĆ; ROTHWELL; BHATIA, 2010) e utilização de órteses supressoras de tremores.

Órteses são aparelhos de uso provisório que permitem: alinhar, corrigir ou regular uma parte do corpo (Figura 2) que podem ser divididas em três categorias: as que exercem um controle passivo, ativo ou semi-ativo. O controle passivo envolve uma dissipação e absorção de energia, o semi-ativo utiliza um controle para ajustar a energia absorvida ou dissipada, e o controle ativo induz forças no membro. Mecanismos ativos são vantajosos em relação a controles passivos pois não resistem a movimentos voluntários se o reconhecimento pelo sistema for correto, mas esses controles dependem de motores elétricos e sistemas de transmissão, fazendo com que o produto final seja robusto e pesado, implicando em uma rejeição por parte do usuário. O controle passivo consiste em adicionar uma rigidez e amortecimento no membro, amenizando a amplitude dos tremores mas também afetando movimentos voluntários, e em geral não são ajustáveis para atuação em determinada frequência, mas são compactos e leves (FROMME et al., 2019a).

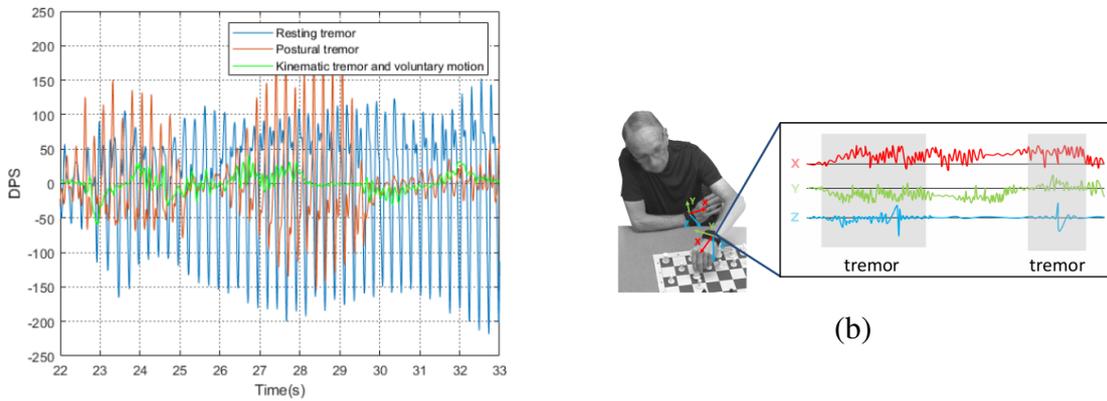
Figura 2 – Protótipos (a-c) e conceitos (d-e); (a) Controle ativo com motor elétrico; (b) Atuador pneumático; (c) Órtese tunável semi-ativa usando resistência viscosa de cisalhamento; (d) Atenuador semi-ativo usando materiais viscoelásticos; (e) Luva com fibra piezoelétrica, controle ativo



Fonte: (a) (ROCON et al., 2007); (b) (TAHERI, 2013); (c) (LOUREIRO et al., 2005); (d) (SHAMROUKH et al., 2017); (e) (SWALLOW; SIORES, 2009);

Para o desenvolvimento de uma órtese eficiente é necessário levar em conta o tipo de tremor causado pela doença. Dong (2021), mediu sinais de diferentes dos 3 tipos de tremores: tremor em descanso, postural e cinético. Esses dados foram coletados através de 18 pacientes portadores da DP, e a partir de seu trabalho é possível verificar que as amplitudes de oscilação do tremor em descanso, no movimento de flexão e extensão, são as mais severas como mostra a Figura 3:

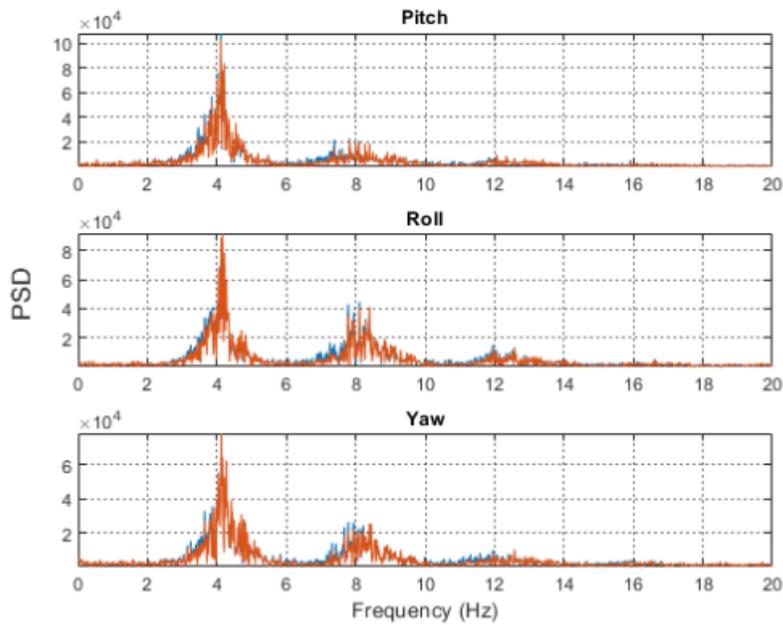
Figura 3 – (a) Comparação entre as amplitudes de oscilação de cada tipo de tremor; (b) Acelerômetro que distingue tremores patológicos de movimentos naturais do braço



(a)
 Fonte: (a) (DONG, 2021); (b) (SAN-SEGUNDO et al., 2020);

Dong (2021) também mostra, através de seus experimentos, que a frequência de excitação da doença pode não ser constante, como mostra a Figura 4.

Figura 4 – Frequências de excitação medidas nos movimentos de flexão/extensão (Pitch), pronação/supinação (Roll) e desvio ulnar e radial (Yaw) da mão.



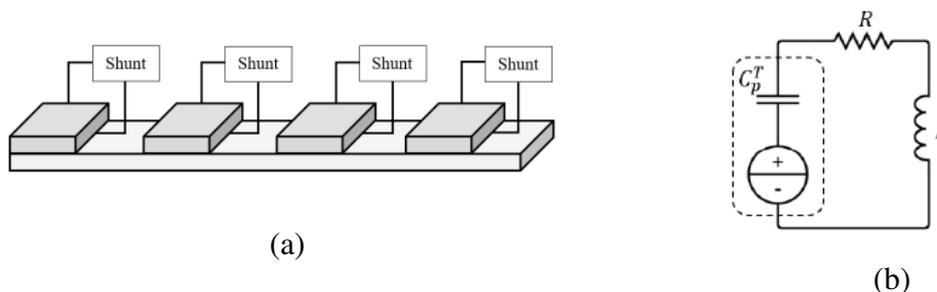
Fonte: (DONG, 2021)

1.1 Motivação

Tendo em vista os benefícios de monitorar e controlar distúrbios do movimento em casos que o tratamento com fármacos não seja eficaz, este trabalho traz como motivação a possibilidade do desenvolvimento de uma órtese com controle passivo, composta por um metamaterial. Um metamaterial é um material cujas propriedades não são encontradas convencionalmente na natureza. Os metamateriais foram primeiramente introduzidos para aplicações com ondas eletromagnéticas (PENDRY, 2000), e depois expandidos para a área de vibração e controle de ruído (YANG et al., 2010). No contexto vibracional, um metamaterial possibilita a atenuação da vibração em uma ou mais frequências do sistema sem que haja uma drástica mudança na estrutura (AIROLDI; RUZZENE, 2011a).

Neste trabalho, o metamaterial em análise é uma viga com materiais piezoelétricos acoplados a circuitos shunt RL, para o estudo do controle vibracional passivo de tremores em membros humanos. Um controle utilizando materiais piezoelétricos poderá prover um dispositivo compacto e leve, sem a necessidade de alimentação externa. Os circuitos *shunt* RL apresentam a flexibilidade de sintonização da sua frequência de atenuação que facilita o projeto de dispositivos específicos para faixa de tremor de cada paciente-usuário.

Figura 5 – Representação do metamaterial: (a) Viga com piezoelétricos espaçados periodicamente; (b) Representação topográfica do circuito shunt RL;



Fonte: adaptado de (MOURA MATHEUS C. R. BORGES, 2021)

1.2 Objetivo Geral

Os primeiros passos para o desenvolvimento de um dispositivo cuja função é a atenuação e supressão de tremores através de materiais piezoelétricos conectados a circuitos shunt são definir um modelo com uma estrutura e propriedades similares as de um membro humano, investigar o comportamento da excitação da doença para aplicá-la ao modelo, e aplicar o controle baseado em circuitos shunt, sendo o objetivo geral deste trabalho tentar definir um modelo ao qual possa ser testado para o controle da vibração da doença de parkinson. Tem-se como objetivos específicos:

- Verificar a eficiência do controle passivo em baixas frequências em uma viga com propriedades próximas as de um braço humano periodicamente coberta de piezoelétricos usando o Método do Elemento Espectral;
- Verificar o controle das vibrações de uma viga com características próximas as de um membro humano causadas por uma excitação harmônica e uma excitação unitária;
- Desenvolvimento de um controle passivo utilizando metamaterial para o controle dos tremores da DP;

2 Revisão Bibliográfica

Para realizar o controle de tremores em membros humanos é necessário conhecer sobre a natureza da doença causadora dos tremores e como o membro humano responde à excitação provocada pela doença. A doença alvo de estudo neste trabalho é a doença de Parkinson (DP), conhecida principalmente pela manifestação de tremores em repouso e aumento da rigidez do corpo. A fim de melhorar a qualidade de vida dos parkinsonianos. Várias órteses foram desenvolvidas para que o usuário conseguisse realizar as tarefas básicas do dia a dia. Pesquisadores buscam ainda melhorar os dispositivos, que podem ser robustos e pesados na grande maioria, através de métodos de controle que sejam mais práticos para o indivíduo afetado.

2.1 Doença de Parkinson

Segundo Chou (2004), a DP é uma doença neurodegenerativa que afeta os neurônios dopaminérgicos da substância *nigra* que apresentam inclusões intracitoplasmáticas, os sintomas são caracterizados por motores e não motores. Dentre os sintomas motores os afetados podem apresentar: tremores; bradicinesia; rigidez; instabilidade postural; perda de expressão facial; e micrografia na escrita (RAO et al., 2003), (BERARDELLI et al., 2013), (BOHNEN et al., 2008); os sintomas não motores variam de hiposmia; depressão; constipação; ansiedade; hipotensão ortostática; e até psicose (SCHAPIRA; CHAUDHURI; JENNER, 2017);

Dorsey et al. (2018) estimou que 6.1 milhões de indivíduos haviam sido diagnosticados com DP no mundo, 2.4 vezes mais que em 1990. O aumento do número de afetados foi atribuído á uma melhora nos métodos para detecção da doença, uma maior consciência da doença pela sociedade, envelhecimento da população, expectativa de vida maior, e possivelmente uma exposição maior a pesticidas, solventes e metais .

O tratamento dos sintomas não motores, como depressão e ansiedade, é o mesmo que uma pessoa não-parkinsoniana receberia. O tratamento dos sintomas motores envolvem fármacos, como Levodopa e agonistas dopaminérgicos, associados com fisioterapia. Em casos

em que os pacientes são resistentes ou não apresentam uma resposta adequada aos remédios, Armstrong e Okun (2020) sugerem que alternativas como "*Deep Brain Stimulation*" e cirurgia podem ser usadas mas com riscos envolvidos (FLORA et al., 2010b). Uma outra alternativa menos invasiva é a utilização de órteses supressoras de tremores.

Para o desenvolvimento de órteses para atenuar os tremores de distúrbios do movimento é necessário identificar a faixa de frequência que ocorre o tremor bem como a situação em que ele ocorre. Os tremores são classificados em três tipos, tremor em repouso, postural e cinético. Tremores em repouso ocorrem no membro relaxado em posição de descanso, tremores posturais ocorrem quando um membro é mantido voluntariamente contra a gravidade, e cinéticos ocorrem diante a uma ação. Cerca de 70% dos parkinsonianos apresentam tremor em repouso em uma frequência de 4 a 6 Hz, (HESS; PULLMAN, 2012), (DEUSCHL et al., 1998). muitos parkinsonianos possuem tremor postural mas pode ter outra origem além da DP, e ao realizar um movimento o tremor reduz sua amplitude em 90% aproximadamente (ZACH et al., 2015).

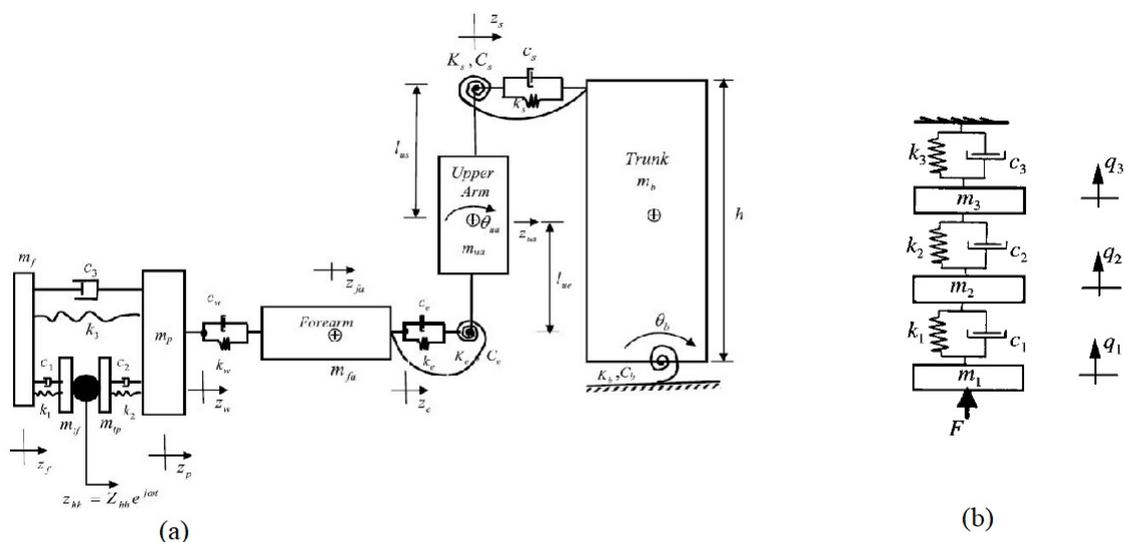
2.2 Modelo Biomecânico de um braço

Vários modelos biomecânicos do sistema mão-braço foram desenvolvidos com o intuito de se estudar e controlar doenças ocupacionais relacionadas a exposição prolongada de vibração na mão e braço, por exemplo a síndrome da mão branca, doença comum em operadores que trabalham com ferramentas de alta vibração. Ademais, modelos discretos e contínuos foram desenvolvidos e testados para diversas faixas de frequência, obtendo a resposta do sistema em termos de impedância mecânica e comparada com o modelo teórico.

Mishoe e Suggs (1977) propôs um modelo mecânico do braço humano, onde são considerados 3 Graus De Liberdade (GDL), conforme mostra a Figura 6b. O modelo é medido em três direções em uma faixa de frequência de 20 a 2000 Hz, considerando a força de aperto da mão de 13, 27 e 40 N. Daikoku e Ishikawa (1990), Reynolds e Falkenberg (1982) e Gurram (1993) realizaram experimentos com o mesmo modelo e obtiveram valores para os parâmetros consideravelmente diferentes. Essa diferença pode ser atribuída pelas diferentes condições de aquisição de medições de impedância: força de aperto; nível de vibração; faixa de frequência de excitação; tipo de excitação; postura; etc, e também está associado com o método de solução do modelo ou identificação de parâmetros, cuja solução para o ajuste da curva medida não é única (RAKHEJA et al., 2002). Em (ADEWUSI; RAKHEJA; MARCOTTE, 2012) também é considerado um modelo discreto, mais complexo (Figura 6a), a

fim de simular respostas biodinâmicas para diferentes posturas. Contudo, esse modelo obteve medidas de impedância próximas às estimadas pelo modelo real, mas as medidas de transmissibilidade apresentaram erros consideráveis.

Figura 6 – Modelos biomecânicos discretos do sistema braço-mão; (a) Postura com cotovelo a 90°; (b) Modelo discreto com 3 GDL.

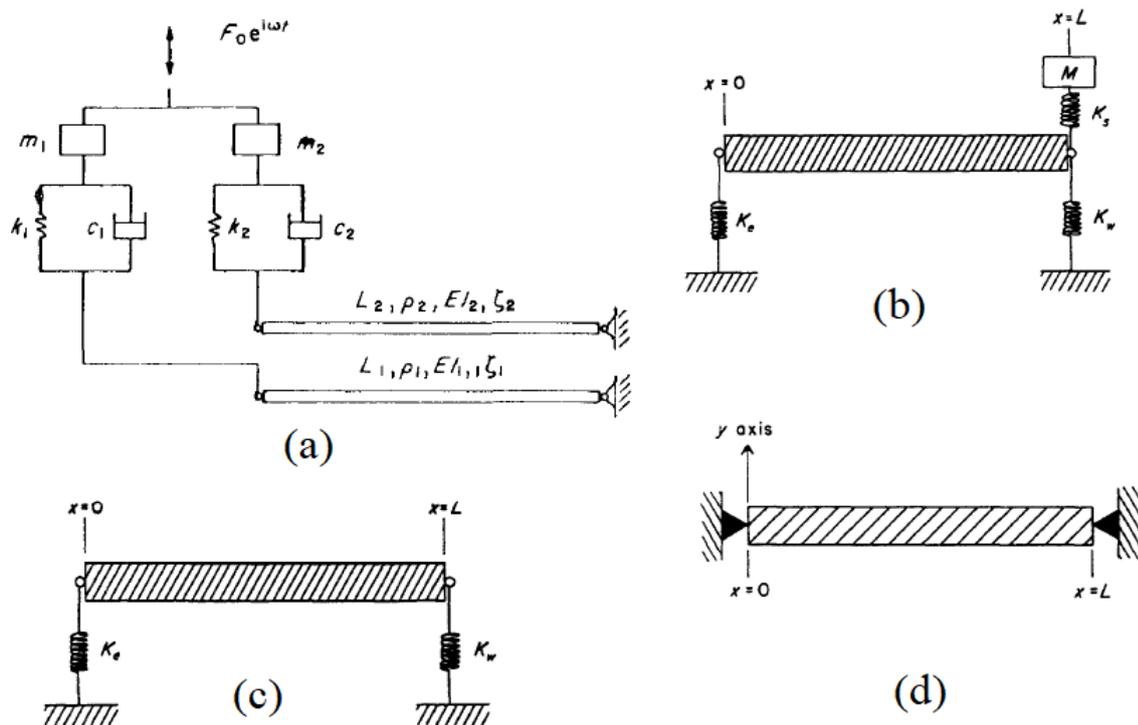


Fonte: (a) (ADEWUSI; RAKHEJA; MARCOTTE, 2012); (b) (RAKHEJA et al., 2002);

Para um modelo com geometria similar à de um braço e mão, Wood, Suggs e Jr (1978) modelaram o sistema como duas vigas homogêneas acopladas com dois sistemas de massa-mola-amortecedor (Figura 7a). As vigas representam os ossos rádio e a ulna, o amortecimento e mola representam o campo viscoelástico que cobre os ossos do antebraço.

Jurist e Kianian (1973) também propuseram um modelo contínuo simulando a ulna, que consiste em um cilindro vazado homogêneo e isotrópico considerando três condições de contorno nas extremidades, são elas: biapojada (Figura 7 d); suportado por molas cuja elasticidade é similar às elasticidades da cartilagem e ligamentos que envolvem as extremidades da ulna (Figura 7 c); e similar ao da Figura 7 c, mas considerando o acelerômetro acoplado ao braço (Figura 7 b).

Figura 7 – Modelos contínuos de um sistema braço-mão: (a) Vigas homogêneas com sistemas massa-mola-amortecedor; três condições de contorno para um modelo contínuo da ulna;

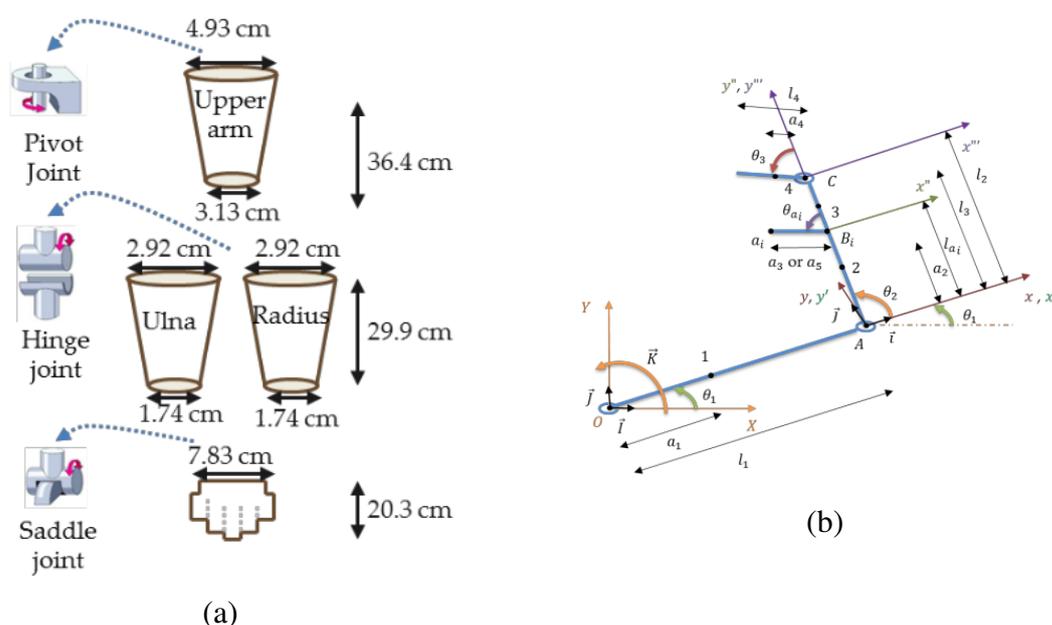


Fonte: (a) (WOOD; SUGGS; JR, 1978); (b) (JURIST; KIANIAN, 1973);

Wood, Suggs e Jr (1978) também tentaram adicionar outra viga acoplada às 2 outras vigas para simular o úmero, mas apenas o primeiro modelo apresentou um ajuste aceitável. Enquanto que em (JURIST; KIANIAN, 1973) é reportado que apenas o modelo da Figura 7 (b) teve resultados próximos à situação "real", que tenta avaliar a influência do acelerômetro na medição das frequências de ressonância da ulna.

Gebai et al. (2016) utilizou um modelo com 3 GDL, Figura 8 (b), considerando o movimento de flexão e extensão da mão com parâmetros realísticos para massa e dimensões do modelo, como na Figura 8 (a). As massas dos braço, antebraço e mão foram consideradas concentradas no centroide do membro, e então uma excitação nas duas primeiras frequências naturais do sistema foi incluída. A rigidez das juntas do ombro, cotovelo e pulso também foram incluídas no modelo, bem como os respectivos amortecimentos.

Figura 8 – Modelo com 3 GDL com propriedades realísticas.

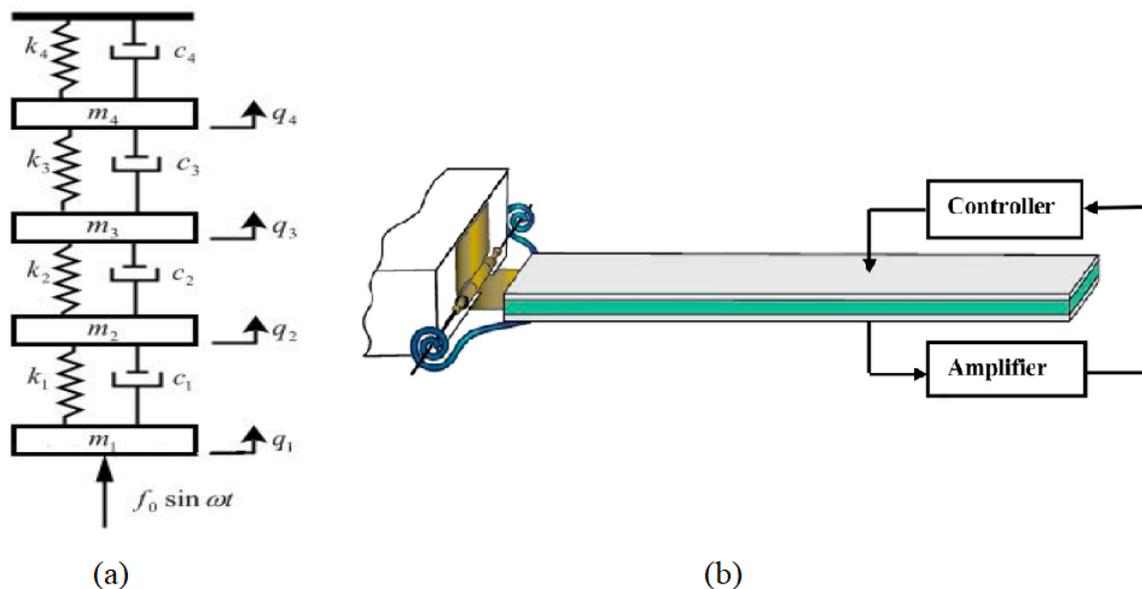


Fonte: (GEBAI et al., 2016)

Embora vários modelos tenham sido validados para condições específicas, é necessário incluir mais fatores que influenciam a vibração do sistema braço-mão para uma validação mais geral dos modelos. Sabe-se que as frequências de excitação (ZADPOOR, 2006), amplitude (SCHMITZ; SÖNTGEN, 2016), tipo de sinal (CONCETTONI; GRIFFIN, 2009), angulação das juntas do braço (SÖRENSSON; BURSTRÖM, 1997), força de aperto da mão (BURSTRÖM; LUNDSTRÖM, 1988), duração (BYLUND; BURSTRÖM, 2003) e direção de vibração (DUPUIS, 1986), precisam ser consideradas na excitação do sistema. (LIN; RADWIN; RICHARD, 2003).

No contexto de controle de vibração causada por doença de parkinson na mão, e do braço utilizando materiais piezoelétricos, Kazi, Mailah e Zain (2014) usaram um modelo com 4 GDL 9 (a) cujas massas m_1 e m_2 são correspondentes à massa da epiderme e derme, respectivamente, m_3 ao tecido subcutâneo e m_4 á massa do músculo. As constantes k_1 , k_2 , c_1 e c_2 correspondem às propriedades viscoelásticas da derme e epiderme, k_3 , c_3 , k_4 e c_4 são propriedades correspondentes ao acoplamento do tecido subcutâneo ao músculo, e do músculo ao osso.

Figura 9 – Métodos de controle com piezoelétricos da vibração causada pela doença de Parkinson; (a) Modelo da mão humana com 4 GDL; (b) Modelo de uma viga bimorfa para simular o controle da vibração do braço.



Fonte: (a) (KAZI; MAILAH; ZAIN, 2014); (b) (HOSSEINI; KALHORI; AL-JUMAILY, 2021);

Hosseini, Kalhori e Al-Jumaily (2021) modelaram uma viga bimorfa, Figura 9 (b), em que a camada superior de piezoelétrico é um atuador, e a inferior um sensor, as propriedades da viga foram escolhidas com base nas propriedades típicas do antebraço.

2.3 Tipos de controle usados na Doença de Parkinson

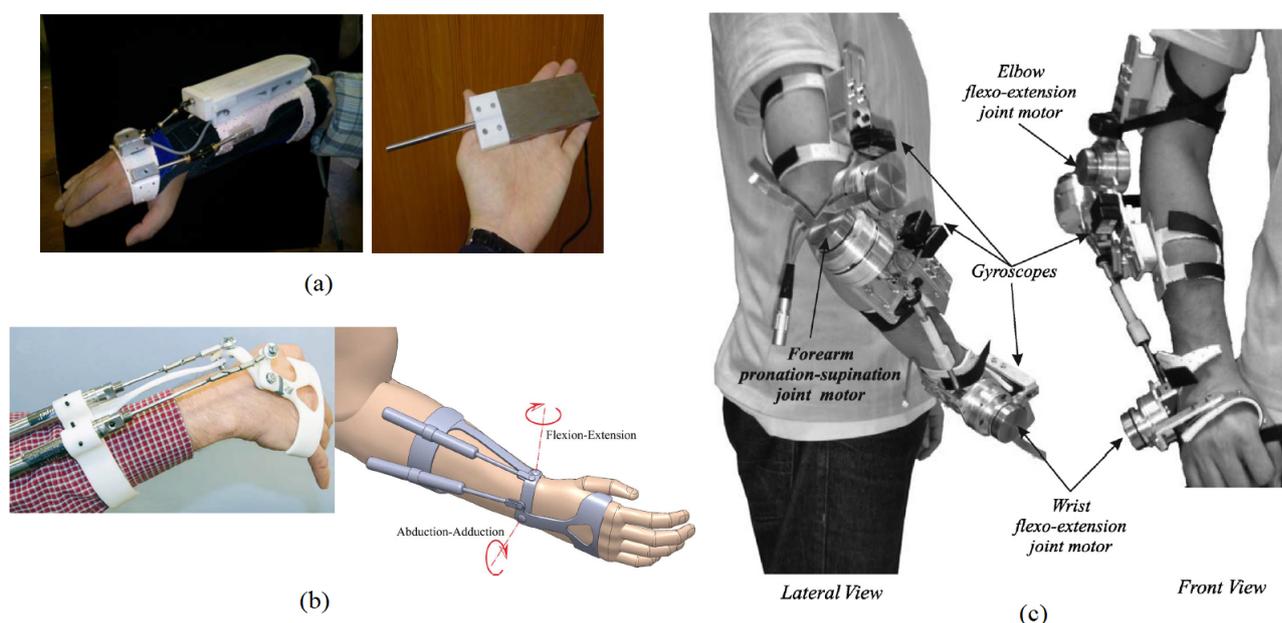
Dada a complexidade da doença de Parkinson e seu tratamento, alternativas foram surgindo ao longo dos anos para que o doente tivesse uma qualidade de vida melhor. Além das técnicas de "Deep Brain Stimulation" e cirurgia, que podem ser arriscadas e podem não ser disponíveis para todos os afetados, equipamentos foram desenvolvidos com a intenção de atenuar a vibração de um membro humano, principalmente a mão e o braço.

Fromme et al. (2019b) realizou uma síntese de trabalhos relacionados á protótipos e conceitos de órteses aplicadas ao corpo humano com o objetivo de controlar tremores. 21 órteses de supressão foram encontradas na literatura, das quais 52% são de controle ativo, 29% semi-ativo e 19% de controle passivo, em que os mecanismos mais comuns de controle utilizam motores elétricos, sistemas pneumáticos e configurações viscosas/hidráulicas. A eficácia

dos protótipos, para redução de tremores involuntários, foi avaliada em termos de densidade espectral, amplitude média de aceleração e seu valor RMS, ou em termos de amplitude de deflexão. A eficácia média dos protótipos testados através dos métodos de medição foi de 63%, enquanto que para o uso de medicação, a redução da amplitude dos tremores fica na faixa de 23 a 68%.

Loureiro et al. (2005) emprega um mecanismo de amortecimento viscoso Figura 10 (a) com um fluido magnetoreológico, fluido inteligente cuja viscosidade é alterada na presença de um campo magnético, possibilitando um controle do amortecimento para adaptar-se as diferentes condições vibração da doença. Em (TAHERI; CASE; RICHER, 2013) é apresentado um sistema pneumático de pistão-mola (Figura 10b) para controlar o movimento de pronação/supinação e flexão/extensão do punho. Rocon et al. (2012) projetou um exoesqueleto (Figura 10c) com o propósito de monitorar, diagnosticar e controlar tremores do braço. O sistema é alimentado por motores elétricos e os tremores são controlados pela ação direta dos rotores auxiliados de sensores independentes.

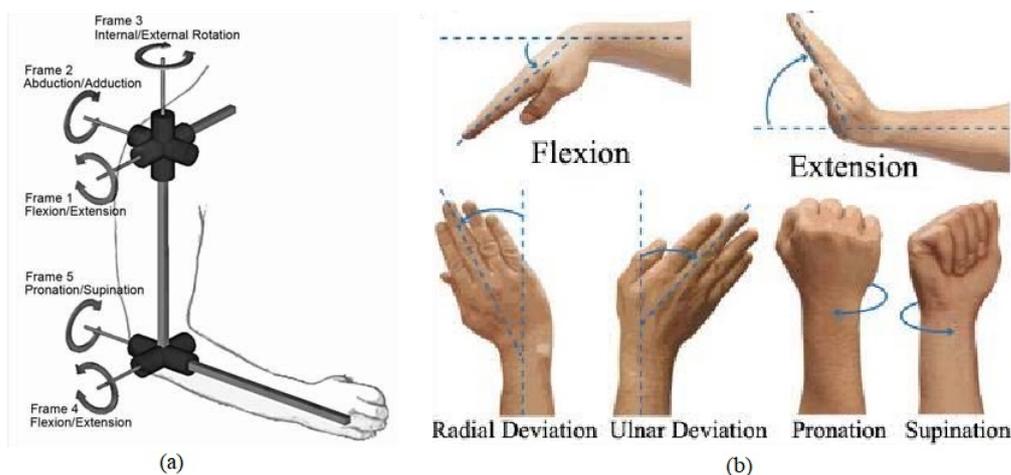
Figura 10 – Protótipos de órteses para controle de tremores; (a) Controle semi-ativo através de fluido magnetoreológico; (b) Controle passivo por sistema pneumático; (c) Exoesqueleto que controla ativamente os tremores;



Fonte: (a) (LOUREIRO et al., 2005); (b) (TAHERI; CASE; RICHER, 2013); (c) (ROCON et al., 2012);

Segundo Abdullah et al. (2007), O braço humano possui 7 GDL, no punho (Figura 11b) os três graus são movimentos de: flexão/extensão; pronação/supinação e desvio radial/ulnar. No cotovelo (Figura 11 (a)) há apenas o movimento de flexão/extensão, e no ombro há 3 GDL: adução/abdução; rotação interna/externa; e flexão e extensão. Das órteses analisadas, o movimento de flexão/extensão do pulso é o mais almejado, enquanto que o desvio ulnar e radial é o menos suprimido e geralmente as órteses limitam esse movimento.

Figura 11 – GDL de um braço humano: (a) GDL do ombro e cotovelo; (b) GDL do punho;



Fonte: (a) (ABDULLAH et al., 2007); (b) (NIKAFROOZ; MAHJOOB; TOFIGH, 2018);

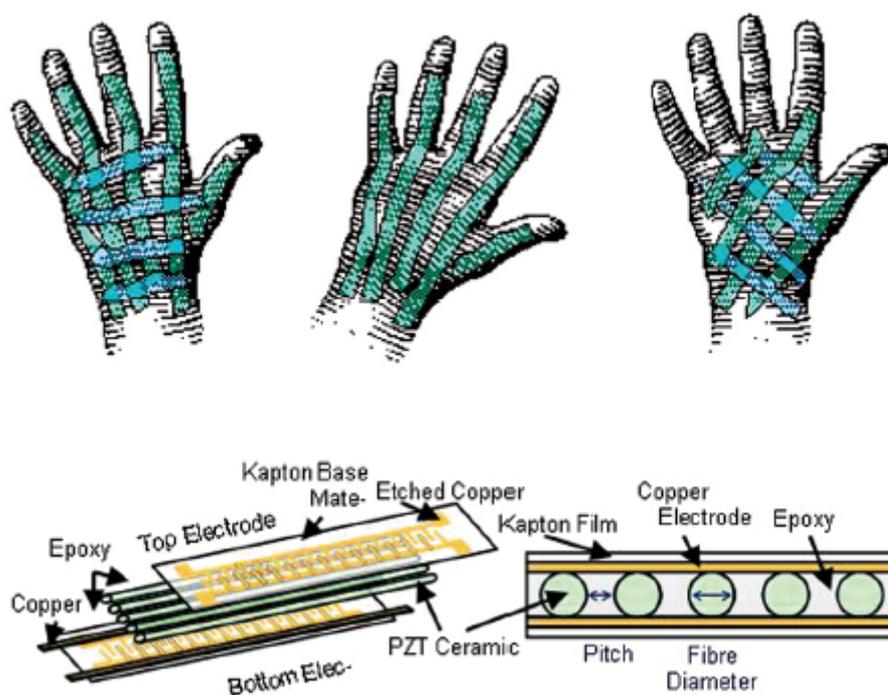
Em geral, uma maior influência nos GDL do braço implica, proporcionalmente, em um peso maior da órtese, ainda mais se o mecanismo de supressão de movimento envolver motores elétricos que necessitam de um sistema de transmissão para corrigir o tremor de maneira adequada. Em (FROMME et al., 2019b) destaca-se que a maioria das órteses adicionam cerca de 20% do peso do braço no membro, ainda sem considerar a fonte de alimentação e de controle. Logo, um ponto crucial de projeto é a adição de massa no sistema, visto que pode-se alterar sua frequência de resposta e fadigar o membro. Nesse contexto, vale ressaltar que a doença de Parkinson atinge, em sua maioria, idosos acima de 65 anos que podem apresentar perda de massa muscular associada ao envelhecimento, levando à rejeição da utilização do equipamento.

Os tremores da DP podem ser tão intensos a ponto de causar desconforto social e impossibilitar as atividades diárias necessárias, e por isso órteses supressoras de tremores devem, além de possuir uma eficácia alta, ter uma aparência e peso aceitáveis, considerar sua ergonomia, resistência a movimentos voluntários, restrições de movimentos e conforto, além

de compacta. Das órteses existentes, nenhuma apresenta todos os critérios simultaneamente. Diante de tal desafio, órteses que utilizam materiais piezoelétricos demonstram uma possível solução, uma vez que pode ser compactas e leves.

Swallow e Siores (2009) propõem a utilização de compósitos de fibras piezoelétricas unidirecionalmente alinhadas e embutidas em uma matriz de epóxi contidas entre duas camadas de cobre revestidas por polímeros (Figura 12). O controle pode ser projetado para agir de maneira ativa ou semi-ativa. Para o controle ativo, portas lógicas são usadas para identificar se o sinal gerado pela deformação do material é de frequência e amplitude característica da doença ou não, caso não seja (movimento voluntário) o sinal será usado para carregar a bateria, e caso contrário o sinal passará por um circuito amplificador para uma outra fibra piezoelétrica em tandem.

Figura 12 – Conceito de uma luva feita de fibra piezoelétrica para controle vibracional de tremores.

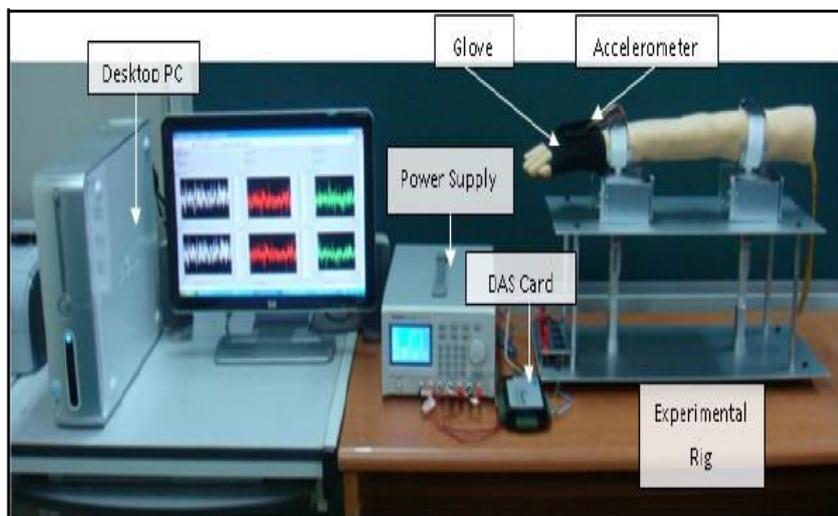


Fonte: (SWALLOW; SIORES, 2009)

A maneira semi-ativa de controle é feita comparando os sinais gerados pelas fibras. Quando um pico no sinal é detectado uma chave que conecta o piezoelétrico com um indutor é ativada levando á uma inversão e amplificação do sinal, causando uma força contrária á do tremor. Kazi et al. (2010) emulou um tremor postural com a rotação de uma massa desba-

lanceada no braço de treinamento para injeção intravenosa (Figura 13) e controlado com um material piezoelétrico localizado na palma da mão.

Figura 13 – Bancada experimental do controle vibracional de um braço de treinamento para injeção intravenosa através de uma luva com material piezoelétrico.



Fonte: (KAZI et al., 2010)

2.4 Método do Elemento Espectral

O comportamento dinâmico de uma estrutura é de suma importância para projetos mecânicos. Embora grande parte dos projetos mecânicos apresentem uma grande complexidade estrutural, a resposta dinâmica pode ser obtida através da discretização da estrutura e resolvidas para cada elemento. Uma modelagem convencional usando o Método dos Elementos Finitos (MEF) utiliza funções polinomiais independentes da frequência (LEE, 2009). Para que tenha-se uma acurácia aceitável em altas frequências o comprimento de onda da mais alta frequência a ser analisada deverá ser de 10 a 20 vezes maior que o tamanho da malha (ALFORD; KELLY; BOORE, 1974). Em uma malha com muitos elementos, eleva-se a complexidade do algoritmo a ser computado e conseqüentemente o tempo computacional. Como alternativa para manter-se a acurácia da resposta em altas frequências, pode-se utilizar funções de forma no domínio da frequência, que dispensa a necessidade do refinamento da malha para se obter a precisão necessária.

Segundo Lee (2009), o Método da Rigidez Dinâmica (MRD) utiliza as funções de forma da solução exata das equações governantes para compor a matriz de rigidez dinâmica. A matriz de rigidez dinâmica no domínio da frequência é obtida assumindo uma solução harmônica em uma única frequência das equações governantes. Como a matriz é derivada da

solução exata das equações governantes, ela trata a distribuição de massa em uma estrutura de maneira exata, e por isso um elemento é suficiente para descrever o comportamento exato da estrutura de geometria uniforme. Com um menor número de elementos a serem computados, um menor tempo é requerido para se obter a solução cuja precisão depende da formulação das equações governantes.

Um dos métodos de solução das equações governantes no domínio da frequência que utiliza as transformadas de Fourier é o Método da Análise Espectral (MAE). Nesse método, as soluções das equações do movimento são representadas pela superposição de infinitos números de onda de diferentes frequências utilizam a Transformada Contínua de Fourier (TCF). As soluções que são representadas por um número finito de números de onda de frequências discretas utilizam a Transformada Discreta de Fourier (TDF), que é uma aproximação da TCF. Para a representação da solução no tempo é feita a transformada inversa de Fourier que é o limitante para o uso da TCF, uma vez que a função a ser integrada pode ser complexa. Por isso e pela forma como dados experimentais são coletados (através de valores distribuídos discretamente), a TDF é preferida na prática.

O Método do Elemento Espectral (MEE) engloba características dos três métodos previamente citados (LEE, 2009). Esse método usa de discretização e concatenação de elementos (MEF), usa a matriz de rigidez dinâmica formulada através das soluções exatas das equações governantes (MRD) e assume uma superposição de modos de onda em sua solução usando a TDF. Como o MEE assume uma superposição de um número finito de ondas de diferentes frequências discretas a matriz de rigidez dinâmica é calculada para cada frequência no domínio. Por utilizar a solução exata das equações governantes, apenas um elemento é necessário para descrever a resposta de uma estrutura geométrica uniforme, e caso haja descontinuidades na geometria é possível discretizar a estrutura em mais elementos. Embora o MEE não possa ser utilizado quando não se tem a solução exata das equações governantes e quando o princípio da superposição de números de onda não é válido, o MEE possui alta precisão, baixa complexidade algorítmica em comparação com outros métodos numéricos, e é efetivo com o uso de dados digitalizados por causa da eficácia do algoritmo da Transformada Rápida de Fourier (TRF).

3 Modelo Numérico

3.1 Método do Elemento Espectral

Neste trabalho, o método usado para se obter a resposta da estrutura é o Método dos Elementos Espectrais, que consiste em discretizar a estrutura em elementos cujas funções são obtidas da solução analítica das equações governantes do movimento da viga no domínio da frequência. Como a resposta da viga vem da solução analítica da estrutura, é necessário um menor número de elementos para descrever o comportamento, e com uma precisão maior do que usando outros métodos como o Método dos Elementos Finitos, que requer um grande número de elementos para que se tenha uma precisão adequada e conseqüentemente um algoritmo de complexidade maior (LEE, 2009).

3.1.1 Viga de Euler-Bernoulli

A equação do movimento que governa uma viga é obtida através do balanço de forças de um elemento diferencial da estrutura, considerando a hipótese cinemática de seções planas. Desconsiderando o termo de inércia de rotação e que $w' = \theta$, temos que:

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (3.1)$$

Em que E, I, ρ e A são o módulo de Young, momento de inércia de flexão, densidade e área de seção transversal, respectivamente. Assume-se então uma solução espectral do tipo:

$$u(x, t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^N U(x, \omega_n) e^{i\omega_n t} \quad (3.2)$$

Considerando a equação homogênea, $f(x, t) = 0$, assumindo que a equação é satisfeita na frequência ω_n para cada $n \in [1, 2, \dots, N]$ e substituindo a equação (3.2), na equação (3.1) obtém-se a equação homogênea do movimento no domínio da frequência:

$$EI \frac{\partial^4 U(x, \omega_n)}{\partial x^4} e^{i\omega_n t} - \rho A \omega_n^2 U(x, \omega_n) e^{i\omega_n t} = 0 \quad (3.3)$$

Assumindo que $U(x, \omega_n) = ae^{ikx}$, em que $k = k(\omega_n)$, chega-se em um problema de autovalores e autovetores:

$$a \left[k^4 - \frac{\rho A \omega_n^2}{EI} \right] = 0 \quad (3.4)$$

Para que a que a equação (3.4) possua solução além da trivial ($a = 0$), o termo em colchetes deverá ser igual a zero:

$$k^4 - k_F^4 = 0 \quad (3.5)$$

em que:

$$k_F^4 = \rho A \omega_n^2 / EI, \quad (3.6)$$

é o número de onda.

A partir da equação (3.5), cuja solução é $k_1 = ik_F$, $k_2 = -k_F$, $k_3 = -ik_F$ e $k_4 = k_F$, a solução generalizada dos deslocamentos no domínio espectral é:

$$u = a_1 e^{xk_1} + a_2 e^{xk_2} + a_3 e^{xk_3} + a_4 e^{xk_4} = \mathbf{e}(x, \omega) \cdot \mathbf{a} \quad (3.7)$$

Em que:

$$\mathbf{e}(x, \omega_n) = \begin{bmatrix} e^{xk_1} & e^{xk_2} & e^{xk_3} & e^{xk_4} \end{bmatrix} \quad \mathbf{e} \quad \mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \end{bmatrix}^T \quad (3.8)$$

Aplicando-se as condições de contorno na viga de comprimento L em $x = 0$ e $x = L$, os deslocamentos nodais transversais e de rotação $\mathbf{d} = \mathbf{d}(\omega_n)$ são determinados por:

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} U_1(0, \omega) \\ \frac{\partial}{\partial x} U_1(0, \omega) \\ U_1(L, \omega) \\ \frac{\partial}{\partial x} U_2(L, \omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{e}(0, \omega) \\ \frac{\partial}{\partial x} \mathbf{e}(0, \omega) \\ \mathbf{e}(L, \omega_n) \\ \frac{\partial}{\partial x} \mathbf{e}(L, \omega) \end{bmatrix} = \mathbf{H}_B(\omega) \mathbf{a} \quad (3.9)$$

onde:

$$\mathbf{H}_B(\omega) = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ ik_F & -k_F & -ik_F & k_F \\ e^{ik_FL} & e^{-k_FL} & e^{-ik_FL} & e^{k_FL} \\ ik_F e^{ik_FL} & -k_F e^{-k_FL} & -ik_F e^{-ik_FL} & k_F e^{k_FL} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

As componentes de força, $Q(x) = -EI\partial^3 W/\partial x^3$ e $M(x) = EI\partial^2 W(x)/\partial x^2$, em $x = 0$ e $x = L$ podem ser escritas na forma:

$$\mathbf{f}(\omega) = \begin{bmatrix} -Q(0) \\ -M(0) \\ Q(L) \\ M(L) \end{bmatrix} = \mathbf{G}(\omega)\mathbf{a} \quad (3.11)$$

em que:

$$\mathbf{G}(\omega) = \begin{bmatrix} ik_F^3 & -k_F^3 & -ik_F^3 & k_F^3 \\ ik_F^2 & -k_F^2 & -ik_F^2 & k_F^2 \\ ik_F^3 e^{ik_FL} & -k_F^3 e^{-k_FL} & -ik_F^3 e^{-ik_FL} & k_F^3 e^{k_FL} \\ ik_F^2 e^{ik_FL} & -k_F^2 e^{-k_FL} & -ik_F^2 e^{-ik_FL} & k_F^2 e^{k_FL} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Através das equações (3.9), (3.11), pode-se relacionar as forças e deslocamentos da estrutura através de:

$$\mathbf{a} = \mathbf{H}_B^{-1}(\omega)\mathbf{d} \quad (3.13)$$

logo:

$$\mathbf{f}(\omega) = \mathbf{G}(\omega)\mathbf{H}_B^{-1}(\omega)\mathbf{d} \quad (3.14)$$

Em que o produto das matrizes $\mathbf{G}(\omega)\mathbf{H}_B^{-1}(\omega)$ define a matriz de rigidez dinâmica:

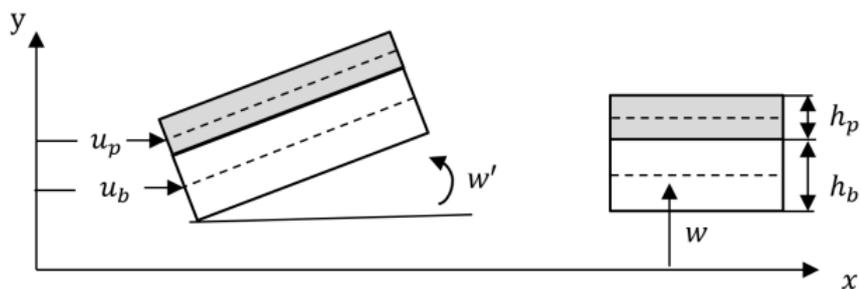
$$\mathbf{S}(\omega) = \mathbf{G}(\omega)\mathbf{H}_B^{-1} \quad (3.15)$$

3.1.2 Viga com uma camada uniforme de piezoelétrico

A formulação das equações de movimento de uma viga acoplada com uma camada uniforme de material piezoelétrico, usando a teoria de viga de Euler-Bernoulli, formulada por Lee (2009), que considera:

- (i) Propriedades e geometrias uniformes ao longo do comprimento.
- (ii) Contato perfeito entre as camadas.
- (iii) Ambas camadas sofrem o mesmo deslocamento transversal.
- (iv) Pequena amplitude de vibração.
- (v) Elasticidade linear para ambos materiais.
- (vi) Inércia de rotação e deformação transversal são desprezados.

Figura 14 – Deslocamentos da viga com uma camada piezoelétrica.



Fonte: (LEE, 2009)

Através das relações geométricas entre u_p , u_b e w' , podemos relacionar o deslocamento axial do PZT (u_p) com o deslocamento axial da viga (u_b) através da rotação da viga (w'), por:

$$u_p = u_b - \frac{h}{2}w' \quad (3.16)$$

Em que $h = h_b + h_p$, sendo os subscritos 'b' e 'p' referentes às estruturas da viga e do PZT respectivamente, $\partial/\partial x$ será denotado por ($'$), enquanto que $\partial/\partial t$ por ($\dot{}$).

As equações do movimento são desenvolvidas a partir do princípio de Hamilton, em que T é a energia cinética, U é a energia potencial, e δW o trabalho virtual:

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta T - \delta U + \delta W] dt = 0 \quad (3.17)$$

em que:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L [\rho_b A_b (\dot{u}_b^2 + \dot{w}^2) + \rho_p A_p (\dot{u}_p^2 + \dot{w}^2)] dx \quad (3.18)$$

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L [E_b A_b u_b'^2 + E_b I_b w''^2 + E_p A_p u_p'^2 + F w'^2] dx \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \delta W = \int_0^L & \left[p(x, t) \delta w + \tau(x, t) \delta u_b + bV(t) \delta D - \int_{A_p} c_p \dot{\mathbf{r}}_p \delta \mathbf{r}_p A_p dx - \int_{A_b} c_b \dot{\mathbf{r}}_b \delta \mathbf{r}_b A_b dx \right] dx \\ & + N(t) \delta u_b(x, t) \Big|_{x=L}^0 + M(t) \delta w'(x, t) \Big|_{x=L}^0 + Q(t) \delta w(x, t) \Big|_{x=L}^0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

onde \mathbf{r}_p e \mathbf{r}_b são:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_b &= u_b \mathbf{e}_x + w \mathbf{e}_z \\ \mathbf{r}_p &= u_p \mathbf{e}_x + w \mathbf{e}_z \end{aligned} \quad (3.21)$$

Sendo \mathbf{e}_x e \mathbf{e}_z versores das direções 'x' e 'z', respectivamente; c_p e c_b são os coeficientes de amortecimento viscoso; F é a força de tração axial constante; $p(x, t)$ e $\tau(x, t)$ são as forças aplicadas na estrutura. Substituindo a equação (3.16) nas equações (3.18), (3.19) e (3.20) para retirar u_p da equação, e substituindo-as no princípio de Hamilton (3.17), obtém-se as equações no domínio do tempo:

$$\begin{aligned} EI w^{(iv)} + \rho A \ddot{w} + c A \dot{w} &= -\alpha \ddot{u}'_b + \beta u_b''' + \gamma \ddot{w}'' + c_1 \dot{w}'' - c_4 \dot{u}'_b + F w'' + p(x, t) \\ EA u_b'' - \rho A \ddot{u}_b - c A \dot{u}_b &= -\alpha \ddot{w}' + \beta w''' - c_4 \dot{w}' - \tau(x, t) \end{aligned} \quad (3.22)$$

onde:

$$\begin{aligned}
EA &= E_p A_p + E_b A_b & EI &= E_p I_p + E_b I_b + \frac{1}{4} E_p A_p h^2 & c_1 &= \frac{1}{4} c_p A_p h^2 \\
\rho A &= \rho_b A_b + \rho_p A_p & \alpha &= \frac{1}{2} \rho_p A_p h & c_4 &= c_p A_p h \\
\beta &= \frac{1}{2} E_p A_p h & \gamma &= \frac{1}{4} \rho_p A_p h^2 & cA &= c_b A_b + c_p A_p
\end{aligned} \tag{3.23}$$

e o esforço axial N , momento fletor M e esforço cortante Q , são da forma:

$$\begin{aligned}
N(x, t) &= -EAu'_b - \beta w'' \\
M(x, t) &= EIw'' - \beta u'_b \\
Q(x, t) &= -EIw''' - \alpha \ddot{u}_b + \beta u''_b + \gamma \dot{w}' + c_1 \dot{w}' - c_4 \dot{u}_b
\end{aligned} \tag{3.24}$$

Para representar as equações governantes no domínio da frequência, faz-se a substituição do deslocamento transversal $w(x, t)$, axial $u_b(x, t)$, e das componentes de força $p(x, t)$, $\tau(x, t)$, $Q(x, t)$, $N(x, t)$ e $M(x, t)$ nas formas espectrais usando a transformada de Fourier discreta conforme (3.25) e substitui-se as formas espectrais nas equações governantes, chegando na forma da equação (3.26), assumindo que as equações são satisfeitas na frequência ω_n para cada $n \in [0, 2, \dots, N - 1]$.

$$\begin{bmatrix} w(x, t) \\ u_b(x, t) \\ p(x, t) \\ \tau(x, t) \\ Q(x, t) \\ M(x, t) \\ N(x, t) \end{bmatrix} = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \begin{bmatrix} W_n(x, \omega_n) \\ U_n(x, \omega_n) \\ P_n(x, \omega_n) \\ T_n(x, \omega_n) \\ Q_n(x, \omega_n) \\ M_n(x, \omega_n) \\ N_n(x, \omega_n) \end{bmatrix} e^{i\omega_n t} \tag{3.25}$$

$$\begin{aligned}
EIW^{iv} - \omega^2 \rho AW + i\omega cAW &= \omega^2 \alpha U' + \beta U'''' - \omega^2 \gamma W'' + i\omega c_1 W'' - i\omega c_4 U' + FW'' + P(x) \\
EAU'' + \omega^2 \rho AU - i\omega cAU &= \omega^2 \alpha W' + \beta W'''' - i\omega c_4 W' - T(x)
\end{aligned} \tag{3.26}$$

As equações dos esforços (3.24) também são escritas na forma espectral com:

$$\begin{aligned}
N(x, \omega) &= EAU' - \beta W'' \\
M(x, \omega) &= EIW'' - \beta U' \\
Q(x, \omega) &= -EIW''' + \omega^2 \alpha U + \beta U'' - \omega^2 \gamma W' - i\omega c_1 W' - i\omega c_4 U
\end{aligned} \tag{3.27}$$

As funções dinâmicas no domínio espectral, necessárias para formular a equação do elemento espectral, deriva da solução homogênea das equações governantes (3.26), logo, fazendo $P(x) = T(x) = 0$ e assumindo uma solução do tipo:

$$\begin{aligned} W(x, \omega) &= ae^{-ikx} \\ U(x, \omega) &= rae^{-ikx} \end{aligned} \quad (3.28)$$

caindo em um problema de autovalores e autovetores:

$$\begin{bmatrix} X_{11} & X_{12} \\ X_{12} & X_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ r \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3.29)$$

onde:

$$\begin{aligned} X_{11} &= k^4 EI - \omega^2 \rho A + i\omega c A - \omega^2 k^2 \gamma + i\omega k^2 c_1 + k^2 F \\ X_{12} &= \omega k c_4 + i\omega^2 k \alpha - ik^3 \beta \\ X_{22} &= -k^2 EA + \omega \rho A - i\omega c A \end{aligned} \quad (3.30)$$

cuja relação de dispersão é obtida da expressão (3.29):

$$x_1 k^6 + x_2 k^4 + x_3 k^2 + x_4 = 0 \quad (3.31)$$

em que:

$$\begin{aligned} x_1 &= \beta^2 - EA EI \\ x_2 &= \omega^2 (EA \gamma + EI \rho A - 2\alpha \beta) - i\omega (EI c A + EA c_1 - 2\beta c_4) - EAF \\ x_3 &= \omega^4 (\alpha^4 - \gamma \rho A) + i\omega^3 (\rho A c_1 + \gamma c A - 2\alpha c_4) + \omega^2 (EA \rho A + c A c_1 + F \rho A - c_4^2) - i\omega c A (EA + F) \\ x_4 &= -\rho A^2 \omega^4 + 2i\omega^3 \rho A c A + \omega^2 c A^2 \end{aligned} \quad (3.32)$$

A relação de dispersão (3.31) provê 6 números de onda k_j tais que r da equação (3.29) pode ser escrito, para cada $j \in \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$, como:

$$r_j = \frac{k_j^2 EA - \omega^2 \rho A + i\omega c A}{\omega k_j c_4 + i\omega^2 k_j \alpha - ik_j \beta} \quad (3.33)$$

definindo a matriz diagonal \mathbf{R} :

$$\mathbf{R} = \text{diag}[r_j] \quad (3.34)$$

Com os números de onda definidos, a solução geral proposta em (3.28) se torna:

$$\begin{aligned} W(x, \omega) &= \sum_{j=1}^6 a_j e^{-ik_j x} = \mathbf{e}(x, \omega) \mathbf{a} \\ U(x, \omega) &= \sum_{j=1}^6 r_j a_j e^{-ik_j x} = \mathbf{e}(x, \omega) \mathbf{R} \mathbf{a} \end{aligned} \quad (3.35)$$

tais que:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}(x, \omega) &= \begin{bmatrix} e^{-ik_1 x} & e^{-ik_2 x} & e^{-ik_3 x} & e^{-ik_4 x} & e^{-ik_5 x} & e^{-ik_6 x} \end{bmatrix} \\ \mathbf{a} &= \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 & a_5 & a_6 \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (3.36)$$

Relaciona-se, então, os deslocamentos nodais $\mathbf{d}(\omega)$ com o vetor \mathbf{a} através das condições de contorno da viga em $x = 0$ e $x = L$:

$$\mathbf{d}(\omega) = \begin{bmatrix} U(0, \omega) \\ W(0, \omega) \\ W'(0, \omega) \\ U(L, \omega) \\ W(L, \omega) \\ W'(L, \omega) \end{bmatrix} = \mathbf{H}_{bp2}(\omega) \mathbf{a} \quad (3.37)$$

sendo:

$$\mathbf{H}_{bp2} = \begin{bmatrix} r_1 & r_2 & r_3 & r_4 & r_5 & r_6 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -ik_1 & -ik_2 & -ik_3 & -ik_4 & -ik_5 & -ik_6 \\ r_1 e^{-ik_1 L} & r_2 e^{-ik_2 L} & r_3 e^{-ik_3 L} & r_4 e^{-ik_4 L} & r_5 e^{-ik_5 L} & r_6 e^{-ik_6 L} \\ e^{-ik_1 L} & e^{-ik_2 L} & e^{-ik_3 L} & e^{-ik_4 L} & e^{-ik_5 L} & e^{-ik_6 L} \\ -ik_1 e^{-ik_1 L} & -ik_2 e^{-ik_2 L} & -ik_3 e^{-ik_3 L} & -ik_4 e^{-ik_4 L} & -ik_5 e^{-ik_5 L} & -ik_6 e^{-ik_6 L} \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

O vetor \mathbf{a} pode ser eliminado das equações (3.35) através da substituição da equação (3.38), resultando na solução geral da equação do movimento com as funções de forma dinâmica $\mathbf{N}_w(x, \omega)$ e $\mathbf{N}_u(x, \omega)$:

$$\begin{aligned}\mathbf{W}(x, \omega) &= \mathbf{N}_w(x, \omega)\mathbf{d}(\omega) \\ \mathbf{U}(x, \omega) &= \mathbf{N}_u(x, \omega)\mathbf{d}(\omega)\end{aligned}\tag{3.39}$$

em que as funções de forma dinâmica são definidas por:

$$\begin{aligned}\mathbf{N}_w(x, \omega) &= \mathbf{e}(x, \omega)\mathbf{H}^{-1}(\omega) \\ \mathbf{N}_u(x, \omega) &= \mathbf{e}(x, \omega)\mathbf{R}\mathbf{H}^{-1}(\omega)\end{aligned}\tag{3.40}$$

A forma fraca da equação governante no domínio da frequência pode ser obtida através da integral:

$$\begin{aligned}\int_0^L \left[(EIW^{(iv)} - \omega^2 \rho AW i\omega c AW - i\omega c_1 W'' + i\omega c_4 U' - \omega^2 \alpha U' \right. \\ \left. \beta U''' + \omega^2 \gamma W'' - FW'' - P)\delta W - (EAU'' + \omega^2 \rho AU \right. \\ \left. - i\omega c AU - \omega^2 \alpha W' - \beta W''' + i\omega c_4 W' + T)\delta U \right] dx = 0\end{aligned}\tag{3.41}$$

Aplicando a integral, usando as equações (3.27) e substituindo (3.39) em (3.41), obtém-se:

$$\begin{aligned}\delta \mathbf{d}^T \left[\int_0^L [EIN_w''^T \mathbf{N}_w'' - \omega^2 \rho AN_w^T \mathbf{N}_w + i\omega c AN_w^T \mathbf{N}_w + i\omega c_1 \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w' \right. \\ \left. - i\omega c_4 \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_u + \omega^2 \alpha \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_u - \beta \mathbf{N}_w''^T \mathbf{N}_u' - \omega^2 \gamma \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_u' \right. \\ \left. + F \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_u' + E AN_u'^T \mathbf{N}_u' - \omega^2 \rho AN_u^T \mathbf{N}_u + i\omega c AN_u^T \mathbf{N}_u \right. \\ \left. + \omega^2 \alpha \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_w' - \beta \mathbf{N}_u'^T \mathbf{N}_w'' - i\omega c_4 \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_w'] dx \mathbf{d} - (\mathbf{f}_c + \mathbf{f}_d) \right] = 0\end{aligned}\tag{3.42}$$

em que:

$$\mathbf{f}_d(\omega) = \int_0^L [P(x, \omega)\mathbf{N}_w^T(x, \omega) + T(x, \omega)\mathbf{N}_u^T(x, \omega)] dx\tag{3.43}$$

e

$$\mathbf{f}_c(\omega) = \begin{bmatrix} N(0, \omega) \\ Q(0, \omega) \\ M(0, \omega) \\ N(L, \omega) \\ Q(L, \omega) \\ M(L, \omega) \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Por definição $\delta \mathbf{d}$ é arbitrário e com isso consegue-se obter o elemento espectral:

$$\mathbf{S}_p(\omega) \mathbf{d} = \mathbf{f}(\omega) \quad (3.45)$$

tal que:

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_p(\omega) = \int_0^L & \left[EAN_u'^T \mathbf{N}'_u + EIN_w''^T \mathbf{N}''_w + FN_w'^T \mathbf{N}'_w - \beta(\mathbf{N}_w''^T \mathbf{N}'_u + \mathbf{N}_u'^T \mathbf{N}_w'') \right. \\ & - \omega^2 [\rho A(\mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w + \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_u) - \alpha[\mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_u + \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_w'] + \gamma \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w'] \\ & \left. + i\omega [cA(\mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w + \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_u) + c_1 \mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_w - c_4(\mathbf{N}_w'^T \mathbf{N}_u + \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_w')] \right] dx \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$\mathbf{f}(\omega) = \mathbf{f}_c(\omega) + \mathbf{f}_d(\omega)$$

Com a substituição das funções de forma dinâmica (3.40) na equação (3.46), podemos escrever a matriz de rigidez espectral como:

$$\mathbf{S}_p(\omega) = \mathbf{H}^T(\omega) \mathbf{D}(\omega) \mathbf{H}^{-1}(\omega) \quad (3.47)$$

$$\mathbf{S}_p(\omega) = \mathbf{H}^{-T} \mathbf{D}(\omega) \mathbf{H}^{-1}(\omega) \quad (3.48)$$

onde

$$\begin{aligned} \mathbf{D}(\omega) = & -EARKEKR + EIK^2EK^2 - i\beta(\mathbf{K}^2EKR \\ & + \mathbf{RKEK}^2) - \omega^2[\rho A(\mathbf{E} + \mathbf{RER}) - \gamma KEK] \\ & + i\omega[cA(\mathbf{E} + \mathbf{RER}) - c_1\mathbf{KEK} + ic_4(\mathbf{KER} + \mathbf{REK})] - FRER \end{aligned} \quad (3.49)$$

em que:

$$\begin{aligned} \mathbf{K} &= \text{diag}[k_j] \\ \mathbf{K}^2 &= \text{diag}[k_j^2] \\ \mathbf{E}(\omega) &= \int_0^L \mathbf{e}^T(x, \omega) \mathbf{e}(x, \omega) dx \end{aligned} \quad (3.50)$$

Com isso, é possível relacionar os deslocamentos nodais \mathbf{d} com as forças externas \mathbf{f} através da matriz de rigidez dinâmica $\mathbf{S}(\omega)$ por:

$$\mathbf{f}(\omega) = \mathbf{S}_p(\omega)\mathbf{d}(\omega) \quad (3.51)$$

3.2 Circuito Shunt

A adição de uma camada de material piezoelétrico causa um aumento na rigidez da viga além de converter parte da energia causada por deformações mecânicas em corrente elétrica. Uma das técnicas de controle de vibração é a conexão de um circuito shunt em série ou paralelo na célula piezoelétrica, adicionando uma rigidez associada à configuração do shunt, que pode ser capacitivo, resistivo, indutivo ou uma combinação dos três (FORWARD, 1979). Para o caso do amortecimento localizado em uma ou mais frequências específicas é utilizado um circuito shunt RL, em que para cada frequência de atenuação adiciona-se um circuito RL em série com frequência de ressonância próxima das frequências desejadas.

3.2.1 Modelagem Piezoelétrica

A conversão de energia mecânica para elétrica para uma camada de piezoelétrico segue a equação constitutiva descrita por Hagood e Flotow (1991) e Jaffe (1971), em que \mathbf{D} é o vetor de deslocamento elétrico [C/m^2], \mathbf{T} é o vetor das tensões [N/m^2], \mathbf{E} é o vetor de campo elétrico [V/m], \mathbf{S} é o vetor de deformações materiais, ϵ^T é a matriz com as constantes dielétricas, s^E é a matriz de conformidade da piezocerâmica, \mathbf{d} é a matriz de constantes piezoelétricas, o subscrito 't' se refere à transposta da matriz.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{D} \\ \mathbf{S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon^T & \mathbf{d} \\ \mathbf{d}_t & s^E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

O superscrito (T) indica valores medidos a uma tensão constante, e (E) valores medidos em um campo elétrico constante. Para analisar o circuito shunt é necessário escrever a equação (3.52) em termos de diferença de potencial e corrente elétrica V e I , respectivamente. Da

definição de voltagem e corrente pelo *Institute of Eletrical and Eletrons Engineers IEEE* (1978):

$$V_i = \int_0^{L_i} \mathbf{E} dx_i \quad I_i = \int_{A_i} \mathbf{D} da_i \quad (3.53)$$

assumindo o campo de deslocamento elétrico na superfície como uniforme, no domínio de Laplace a equação (3.53) se torna:

$$\mathbf{V}(x) = \mathbf{L} \cdot \mathbf{E}(s) \quad \mathbf{I}(s) = s\mathbf{A} \cdot \mathbf{D}(s) \quad (3.54)$$

Em que \mathbf{L} é uma matriz diagonal com os comprimentos do material, \mathbf{A} é a matriz diagonal de áreas e s é o parâmetro de Laplace. Aplicando a transformada de Laplace na (3.52), e substituindo (3.54) para tirar \mathbf{E} e \mathbf{D} da equação, obtém-se uma equação geral para um piezoelétrico em termos da corrente e diferença de potencial elétrico fornecidos externamente:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s\mathbf{A}\epsilon^T \mathbf{L}^{-1} & s\mathbf{A}\mathbf{d} \\ \mathbf{d}_t \mathbf{L}^{-1} & s^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix} \quad (3.55)$$

relacionando os termos $A_i \epsilon^T / L_i = C_{pi}^T$, em que C_p^T é a matriz de capacitância, e usando $\mathbf{Y}^{EL} = \mathbf{Y}^{SH} + \mathbf{Y}^P$ em que \mathbf{Y}^{EL} é a admitância elétrica geral, \mathbf{Y}^{SH} é a admitância do circuito shunt conectado ao piezo, \mathbf{Y}^P é a admitância intrínseca do piezo.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{Y}^{EL} & s\mathbf{A}\mathbf{d} \\ \mathbf{d}_t \mathbf{L}^{-1} & s^E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

Para cargas na direção 'j' e o campo na direção 'i', e sendo $\mathbf{Z}^{EL} = (\mathbf{Y}^{EL})^{-1}$, as tensões e deformações mecânicas são relacionadas com a conformidade piezoelétrica e o circuito por:

$$s_{jj}^{SH} = s_{jj}^E [1 - k_{ij}^2 \overline{Z}_i^{EL}] \quad (3.57)$$

Em que s_{jj}^{SH} é a conformidade do circuito shunt, $k_{ij} = d_{ij} \sqrt{s_{jj}^E \epsilon_{ii}^T}$ é o coeficiente de acoplamento eletromecânico, \overline{Z}_i^{EL} é a matriz de impedância obtida pela razão entre a impedância geral e do piezoelétrico. A influência do piezoelétrico na rigidez da estrutura pode

ser observada na equação (3.58), representando o módulo de Young da estrutura carregada na direção j e desviada na direção i .

$$E_{jj}^{SH} = E_{jj}^D \left(\frac{1 - k_{ij}^2}{1 - k_{ij}^2 \overline{Z}_i^{EL}} \right) \quad (3.58)$$

A resposta da viga também é influenciada pela configuração em que o shunt é conectado ao piezoelétrico, em série ou em paralelo, cuja capacitância C_p^T é determinada por:

$$\text{Série: } C_p^T = \frac{\epsilon_{33}^S L b}{2 h_p} \quad \text{Paralelo: } C_p^T = 2 \frac{\epsilon_{33}^S L b}{h_p} \quad (3.59)$$

Onde b é a largura, L é o comprimento e h_p a altura do piezoelétrico, e ϵ_{33}^S é determinado através de:

$$\epsilon_{33}^S = \epsilon_{33}^T - \frac{d_{31}^2}{s_{11}^E} \quad (3.60)$$

3.2.2 Impedância do circuito Shunt

O espectro dos tremores da doença de Parkinson consistem de harmônicos na faixa de 3.5 Hz e 17.3 Hz Taheri (2013), e para se atenuar a vibração em uma ou mais frequências, usa-se um circuito shunt RL cuja frequência de atenuação é ditada pela indutância:

$$\omega_L = \frac{1}{\sqrt{LC_p^T}} \quad (3.61)$$

A admitância do circuito RL em série é dada por $Y^{SH} = 1/(R + i\omega L)$, e resulta na impedância:

$$Z^{EL} = \frac{R + i\omega L}{1 - \omega^2 LC_p^T + i\omega RC_p^T} \quad (3.62)$$

Para se atenuar mais de uma frequência, adiciona-se outro resistor e indutor sintonizado na frequência desejada a partir da equação (3.61), Airoidi e Ruzzene (2011b) cita uma impedância geral para dois circuitos shunts ressonantes:

$$Z^{EL} = R_j + i\omega L_j + \sum_{k=1}^n Z^{SH} \quad (3.63)$$

3.2.3 Relações de acoplamento

Na seção (3.1) foi feita a modelagem da viga acoplada com uma camada de piezoelétrico, e aqui será considerado o acoplamento do circuito shunt e sua influência nas equações governantes determinadas anteriormente:

$$\begin{aligned} EIw^{iv}(t) + \rho A\ddot{w}(t) + \Gamma V(t) &= -\alpha\ddot{u}'_b(t) + \beta u'''_b(t) + \gamma\ddot{w}''(t) \\ EAu''_b(t) - \rho A\ddot{u}_b(t) + \Gamma V(t) &= -\alpha\ddot{w}'(t) + \beta w'''(t) \\ \Gamma\dot{x}(t) + C_p^T V(t) &= I(t) \end{aligned} \quad (3.64)$$

Em que $\Gamma = A(d_{31}/\epsilon_{33}^T)/L$ é o fator de acoplamento, e $C_p^T = A(s_{11}^E - d_{31}^2/\epsilon_{33}^T)$ é a capacitância do piezoelétrico, $I(t)$ é a corrente e $V(t) = -Z^{EL}I(t)$ é a diferença de potencial elétrico. A equação (3.64) pode ser escrita no domínio da frequência utilizando um procedimento similar ao da seção (3.1.2), e o movimento harmônico para uma força generalizada $\mathbf{f}(\omega)$ é dada por:

$$\mathbf{S}(\omega)\mathbf{d} - \mathbf{S}_{SH}(\omega)V(\omega) = \mathbf{f}(\omega) \quad (3.65)$$

$$i\omega\mathbf{S}_{SH}(\omega)\mathbf{d} + i\omega C_p^T V(\omega) = I(\omega) \quad (3.66)$$

Considerando $Z^{EL} = V(\omega)/I(\omega)$, as equações (3.65) e (3.66) são reescritas como:

$$[\mathbf{S}(\omega) + \mathbf{S}_{SH}(\omega)]\mathbf{d} = \mathbf{f}(\omega) \quad (3.67)$$

$\mathbf{S}(\omega)$ é a matriz de rigidez dinâmica para a estrutura viga-piezoelétrica, e $\mathbf{S}_{SH}(\omega)$ a matriz de rigidez para o circuito shunt, definida por:

$$\mathbf{S}_{SH}(\omega) = \begin{bmatrix} N_{e1}(x_0, \omega) \\ 0 \\ -M_{e1}(x_0, \omega) \\ -N_{e2}(x_0, \omega) \\ 0 \\ M_{e2}(x_0, \omega) \end{bmatrix} \quad (3.68)$$

Onde

$$N_{e1}(\omega) = N_{e2}(\omega) = \frac{k_{ij}^2 i\omega Z^{EL} b_p d_{31} E_p}{1 + i\omega C_p^T Z^{EL}} \quad (3.69)$$

$$M_{e1}(\omega) = M_{e2}(\omega) = \frac{k_{ij}^2 i\omega Z^{EL} h b_p d_{31} E_p}{2 + 2i\omega C_p^T Z^{EL}}$$

3.3 Sistemas lineares invariantes no tempo

Seja $x_i(t)$ a entrada de um sistema e $y_i(t)$ a resposta do sistema à entrada $x_i(t)$, um sistema é dito linear se for dotado das propriedades aditivas 3.71 e homogeneidade 3.72:

$$x(t) \longrightarrow \boxed{\text{Sistema Linear}} \longrightarrow y(t) \quad (3.70)$$

$$x_1(t) + x_2(t) \longrightarrow \boxed{\text{Sistema Linear}} \longrightarrow y_1(t) + y_2(t) \quad (3.71)$$

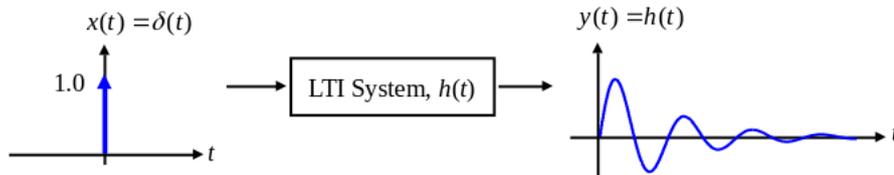
$$\alpha x(t) \longrightarrow \boxed{\text{Sistema Linear}} \longrightarrow \alpha y(t) \quad (3.72)$$

E o sistema linear é considerado invariante no tempo quando:

$$x(t - t_0) \longrightarrow \boxed{\text{Sistema invariante no tempo}} \longrightarrow y(t - t_0) \quad (3.73)$$

Seja $h(t)$ a resposta de um sistema casual ($h(t) = 0 \forall t \in (-\infty, 0)$) a um impulso unitário $\delta(t)$ em $t = 0$, a resposta $y(t)$ do sistema em $t = t_1$ depende apenas da história da entrada $x(t)$ até $t = t_1$ e a resposta $h(t)$ de um impulso atrasado em $\delta(t - t_1)$ é $h(t - t_1)$:

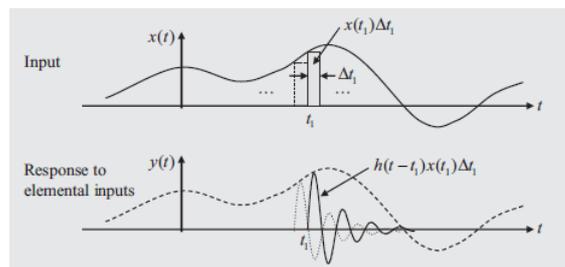
Figura 15 – Resposta de um sistema a um impulso unitário.



Fonte: (SHIN; HAMMOND, 2008)

Considerando uma entrada arbitrária $x(t)$ dividida em intervalos Δt_1 , o impulso em um instante de tempo t_1 pode ser escrito como $x(t_1)\Delta t_1$:

Figura 16 – Resposta do sistema a impulsos discretos.



Fonte: (SHIN; HAMMOND, 2008)

A resposta do sistema $y(t)$ pode ser aproximada por:

$$y(t) \approx \sum h(t - t_1)x(t_1)\Delta t \tag{3.74}$$

Fazendo o limite $\Delta t_1 \rightarrow 0$ e substituindo $t - t_1 = \tau$, a resposta do sistema pode ser escrita pela convolução entre $h(t)$ e $x(t)$:

$$y(t) = \int_0^\infty h(\tau)x(t - \tau)d\tau = h(t) * x(t) \tag{3.75}$$

Considerando uma excitação harmônica $x(t) = e^{i2\pi ft}$ na equação 3.75, obtém-se:

$$y(t) = e^{i2\pi ft} \int_0^{\infty} h(\tau) e^{-2i\pi f\tau} d\tau = e^{i2\pi ft} H(f) \quad (3.76)$$

Aplicando a transformada de Fourier para $x(t) \iff X(f)$ e $y(t) \iff Y(f)$, e substituindo na equação 3.76, pode-se escrever a Função Resposta em Frequência (FRF) $H(f)$ como:

$$H(f) = Y(f)/X(f) \quad (3.77)$$

A FRF $H(f)$ é a resposta do sistema a um impulso no domínio da frequência.

3.3.1 Densidade Espectral de Potência

A função de autocorrelação $R_{xx}(t)$ relaciona um sinal de entrada em um instante t com si mesma em outro instante $t + \tau$:

$$R_{xx}(\tau) = \mathbf{E}[x(t)x(t - \tau)] \quad (3.78)$$

O teorema de Wiener-Khinchin relaciona a densidade espectral de potência $S_{xx}(f)$ com a função de autocorrelação $R_{xx}(t)$ através da equação:

$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-2i\pi f\tau} d\tau \quad (3.79)$$

Considerando um sinal de entrada $x(t)$ e um sinal de saída defasado $y(t + \tau)$, a correlação cruzada $R_{xy}(\tau)$ é definida como:

$$\begin{aligned} R_{xy}(\tau) &= \mathbf{E}[x(t)y(t + \tau)] = \mathbf{E}\left[\int_0^{\infty} x(t)h(\tau_1)x(t + \tau - \tau_1)d\tau_1\right] \\ &= \int_0^{\infty} h(\tau_1)\mathbf{E}[x(t)x(t + \tau - \tau_1)]d\tau_1 \end{aligned} \quad (3.80)$$

Ou seja:

$$R_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(\tau_1)R_{xx}(\tau - \tau_1)d\tau_1 \quad (3.81)$$

A equação 3.81 pode ser escrita no domínio da frequência através da aplicação da transformada de Fourier:

$$S_{xy}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau)e^{-i2\pi f\tau}d\tau = \int_0^{\infty} h(\tau_1)e^{-2i\pi f\tau_1}d\tau_1 \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau - \tau_1)e^{-2i\pi f(\tau - \tau_1)}d\tau \quad (3.82)$$

Logo, a densidade espectral de potência cruzada $S_{xy}(f)$ pode ser relacionada com a FRF ($H(f)$) e a densidade espectral de potência $S_{xx}(f)$ pela equação 3.83:

$$S_{xy}(f) = |H(f)|S_{xx}(f) \quad (3.83)$$

4 Resultados

No capítulo 2 alguns modelos biomecânicos para o braço humano foram desenvolvidos com o intuito de analisar a resposta dinâmica do braço frente à uma excitação, em alguns modelos o braço é considerado como um sistema discreto e em outros como um sistema contínuo que é o tipo de modelo ideal para a aplicação do método do elemento espectral. Hosseini, Kalhori e Al-Jumaily (2021) usaram um modelo de viga com propriedades semelhantes à de um braço suportado por um pino e uma mola de torção (Figura 9) para representar o antebraço e investigar o controle ativo de uma força aplicada harmonicamente na viga.

Apesar da complexidade dinâmica de um braço e da excitação gerada pela doença de parkinson, neste trabalho duas vigas com extremidades livre-livre serão abordadas, e uma com condições de contorno na extremidade similares á de um braço sustentado pelos músculos do ombro, a fim de verificar o controle passivo do modelo descrito no capítulo 3. Os modelos foram simulados utilizando o programa MATLAB (R2018a) com intervalos de frequência de 0.1 Hz. Para as vigas com forçamento unitário serão apresentadas as receptâncias, e para os resultados com forçamento harmônico serão apresentadas as densidades espectrais de potência (DEP), no último caso, com o modelo aprimorado, os deslocamentos serão plotados no domínio do tempo. As simulações foram divididas em 3 casos:

- **Caso 1** - Viga de Alumínio
 - Controlada nas frequências de:
 - * 238 Hz
 - * 2187 Hz
- **Caso 2** - Viga com propriedades biomecânicas
 - Controlada nas frequências de:
 - * 4 Hz
 - * 11 Hz

- **Caso 3** - Modelo aproximado de um braço

- Piezos apenas na mão
- Piezos até o cotovelo
- Piezos no braço todo

Em que para cada configuração de piezos haverá uma:

- * **Excitação harmônica nos 2 primeiros modos da viga**

Controle no:

- 1º e 2º modo individualmente
- 1º e 2º modo simultaneamente

- * **Impulso unitário**

Controle no:

- 1º, 2º e 3º modo, individualmente
- 1º e 2º modo simultaneamente

Primeiramente serão consideradas 2 casos de viga, no primeiro caso será para uma viga de alumínio com as propriedades da Tabela 2, cujo o controle será verificado em duas frequências individualmente. No segundo caso, uma viga foi escolhida de modo a ter frequências naturais dentro da faixa de frequência da doença de Parkinson, com a propriedade mecânica similar a do membro humano, porém com características geométricas diferentes do braço (HOSSEINI; KALHORI; AL-JUMAILY, 2021). Essa escolha de geometria foi feita para que a viga apresente modos naturais na faixa de frequência da DP. Em ambos os casos, a viga é discretizada em 8 elementos aos quais haverá acréscimos de camadas piezoelétricas espaçadas periodicamente ao longo da viga para avaliar o efeito da atenuação em função do número de piezos acoplados.

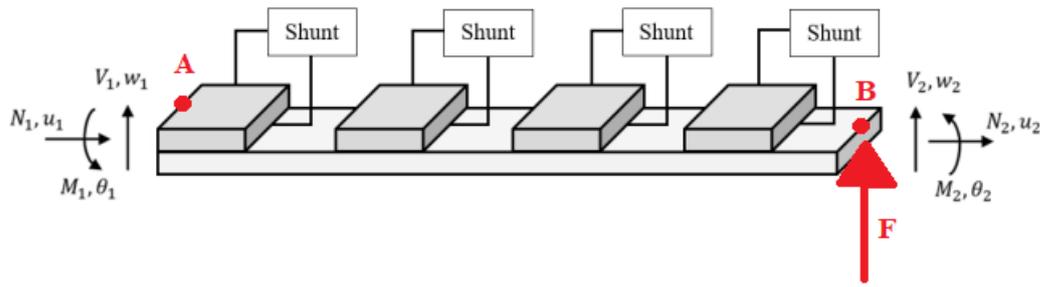
Em seguida, a resposta de uma viga com extremidades apoiada-livre e com dimensões e características de um braço, será analisada sob efeito de uma excitação harmônica e outra unitária. Para simular a rigidez dos tendões do ombro, cotovelo e pulso, uma rigidez de 180, 70 e 10 Nm/rad , respectivamente, foi adicionada na viga em posições correspondentes as do braço humano, com comprimentos e densidades descritas na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades médias de membros humanos.

Membro	Densidade [kg/m ³]	Comprimento [mm]
Mão	111.26	203
Antebraço	1108.6	299
Braço	1088	364

Fonte: Elaboração própria.

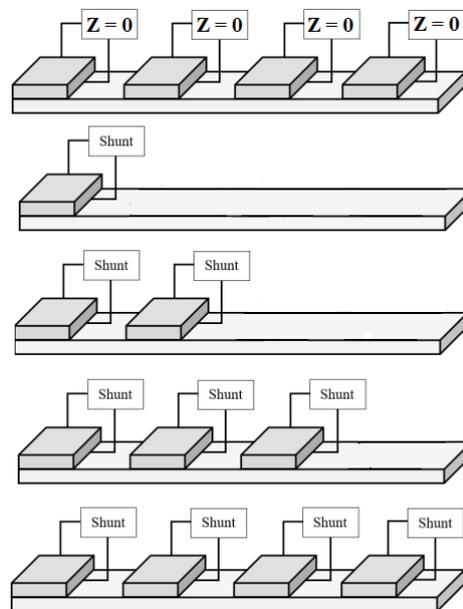
Figura 17 – Modelo de viga com 8 elementos de viga-PZT-Shunt e viga.



Fonte: adaptado de (MOURA MATHEUS C. R. BORGES, 2021)

Nos dois primeiros casos de análise, uma força unitária será aplicada no ponto B e a resposta medida no ponto A tendo os circuitos shunts sintonizados nas frequências de projeto, ou seja, na frequência de escolha para ser controlada (3.61). As respostas em frequências da viga, obtidas com inclusão do controle, são comparada com as da viga possuindo 4 elementos piezos em curto circuito ($Z^{EL} = 0$). Neste caso é demonstrado a eficiência do controle de vibração dado o número de circuitos shunt atuando simultaneamente (Figura 18).

Figura 18 – Casos de testes para análise do efeito do número de elementos piezoelétricos-shunt no sistema.



Fonte: adaptado de (MOURA MATHEUS C. R. BORGES, 2021);

4.1 Caso 1 - Viga de alumínio

As repostas em receptância são estimadas em uma banda de frequência de 0 à 2500 Hz, considerando casos com 1,2,3 e 4 piezoelétricos, cada um conectado a um circuito shunt RL em série. Adotou-se para o materiais piezoelétricos o valor de constante dielétrica $d_{31} = -175^{-12}$ m/V, um fator de cisalhamento $\kappa = 0.9$, um coeficiente de acoplamento $k_{31} = 0.31$ e uma capacitância interna de $C_p^T = 200$ nF, conforme Moura (2021). As demais propriedades físicas e geométricas, estão representados na Tabela 2.

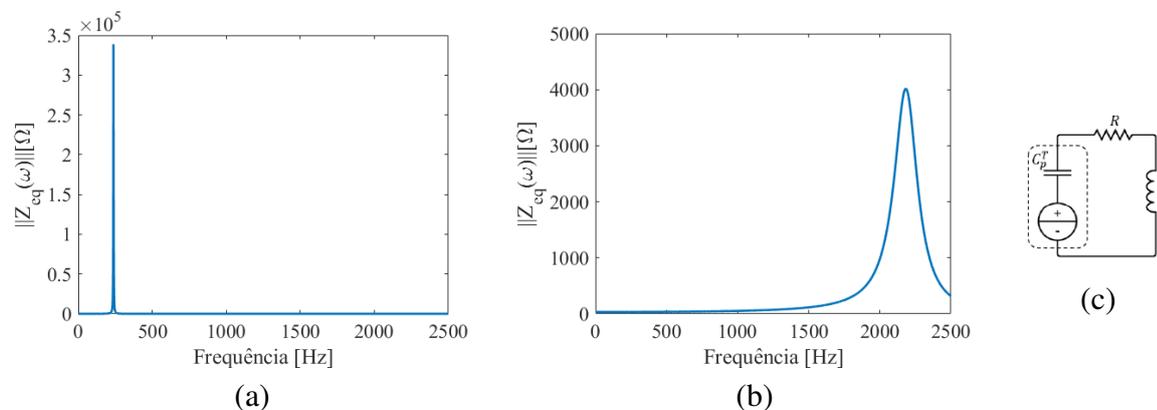
Tabela 2 – Propriedades da viga 1 e do piezoelétrico.

Propriedades	Viga	PZT
Comprimento [mm]	250	31.25/elemento
Largura [mm]	12.7	12.7
Altura [mm]	2.86	0.762
Densidade [kg/m ³]	2700	7600
Módulo de Young [GPa]	71	64.9

Fonte: Elaboração própria.

O circuito shunt conectado em série com o piezoelétrico é composto de uma resistência e um indutor em série como esquematizado na Figura 19(c). Este é um circuito ressonante que demonstra a capacidade de se atenuar a vibração em sua frequência de ressonância. Uma analogia à adição de massa-mola na estrutura pode ser feita com a utilização de um circuito indutivo, e uma adição de amortecimento com o uso de um resistor. Para um circuito RL há uma combinação desses efeitos na estrutura.

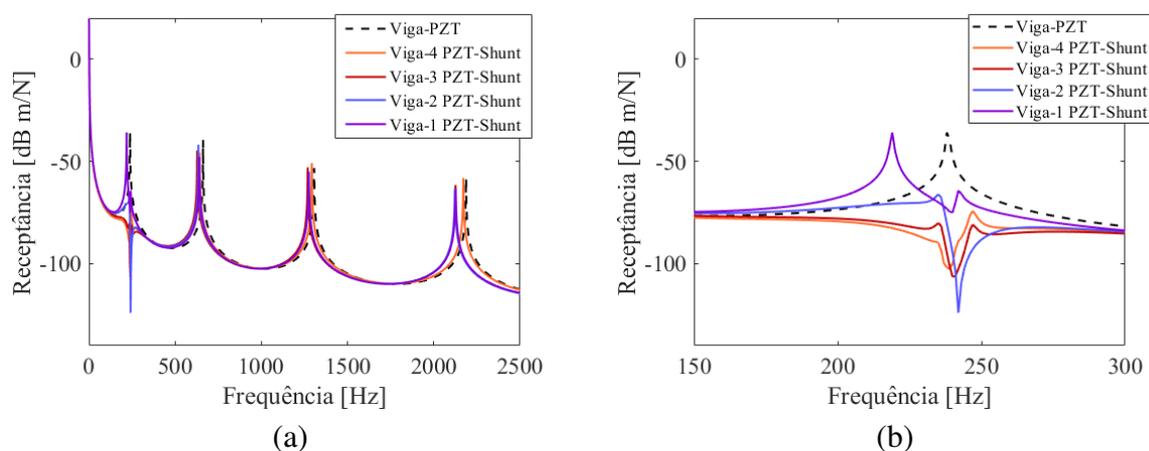
Figura 19 – Impedâncias do circuito shunt RL: (a) Impedância sintonizada em 238 Hz; (b) Impedância sintonizada em 2187 Hz; (c) Representação topográfica do circuito shunt RL conectado a um piezo;



Fonte: Elaboração própria

As impedâncias do circuito foram determinadas através da equação (3.62) para atenuar nas frequências de 238 Hz (Figura 19a) e 2187 Hz (Figura 19b). As indutâncias para as frequências de 238 e 2187 Hz são $L = 2.36$ H e $L = 0.027$ H, respectivamente, e considera-se uma resistência de $R = 33\Omega$ para todos os casos aqui abordados. A Figura 20 mostra a resposta em receptância para a viga com piezos em curto circuito (linha preta tracejada), com um circuito shunt (linha roxa), com dois shunts (linha azul), com três (linha vermelha) e com quatro (linha laranja).

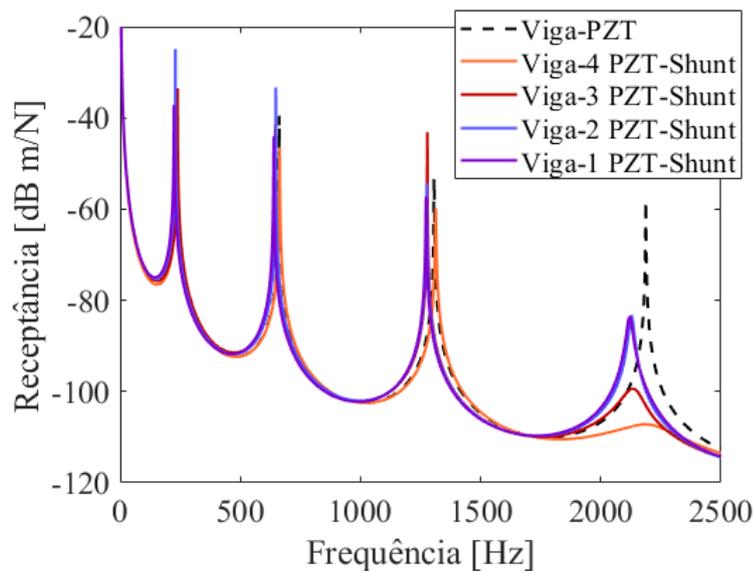
Figura 20 – Resposta em frequência da viga atenuada em 238 Hz: (a) FRF na zona de frequência entre 0 e 2500 Hz; (b) Zoom da FRF na zona de frequência entre 150 e 300 Hz;



Fonte: Elaboração própria

Com apenas um elemento piezoelétrico conectado à estrutura já é possível perceber, na Figura 20b, a atenuação da vibração no primeiro modo de vibrar da viga devido a atuação do circuito shunt com impedância sintonizada na frequência de 238Hz, mesma frequência do modo de vibrar da análise. No caso com apenas 1 piezo acoplado, surge-se outro pico em torno de 220 Hz por causa do efeito de adição de massa que o indutor provoca, dividindo o pico de ressonância em questão. Com a adição do segundo circuito há um aumento expressivo da atenuação na frequência sintonizada. Com a adição do terceiro e quarto piezoelétrico percebe-se a atenuação em uma banda maior de frequência. Na Figura 20a nota-se uma pequena movimentação dos picos de ressonância da estrutura para a esquerda, e isso pode ser justificado pela redução da rigidez da estrutura na medida em que se reduz o número de elementos piezoelétricos.

Figura 21 – Resposta em frequência da viga atenuada em 2187 Hz



Fonte: Elaboração própria

Na Figura 21 observa-se o aumento de amortecimento da atenuação do pico de ressonância conforme aumenta-se o número de elementos piezoelétricos na estrutura. Não há uma diferença significativa entre 1 e 2 elementos piezoelétricos, mas uma considerável melhora na atenuação a partir de 3 elementos.

4.2 Caso 2 - Viga com propriedades biomecânicas

Para uma viga com as propriedades da Tabela 3, os modos naturais da viga que estão dentro da faixa de tremor da doença considerada (entre 3.5 e 17.3 Hz), ocorrem em 4 e 11 Hz.

Tabela 3 – Propriedades da viga 2 e piezoelétrico.

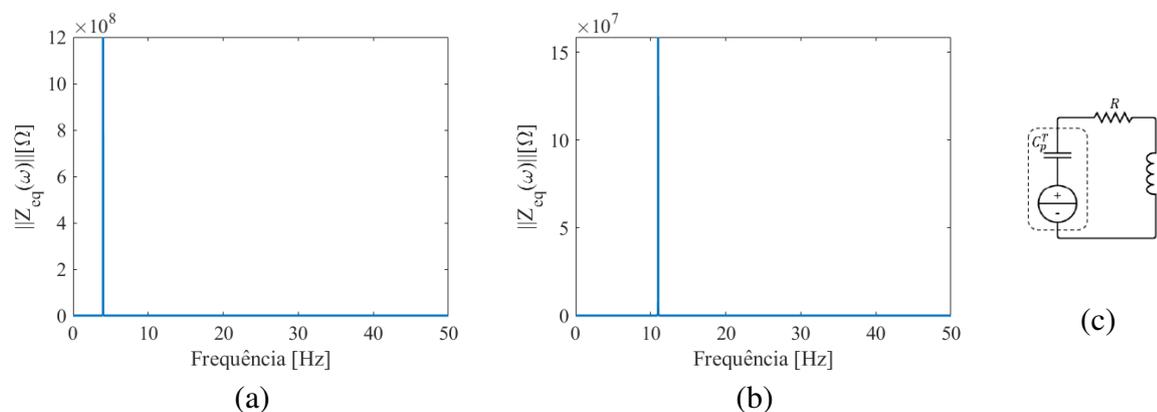
Propriedades	Viga	PZT
Comprimento [mm]	1500	187.5/elemento
Largura [mm]	12.7	12.7
Altura [mm]	3	0.762
Densidade [kg/m ³]	1810	7600
Módulo de Young [GPa]	14	64.9

Fonte: Elaboração própria

Para uma atenuação nas frequências de 4 e 11 Hz, as indutâncias adotadas foram de $L = 7915.7 \text{ H}$ e $L = 1046.7 \text{ H}$ para as respectivas frequências. Nota-se que o alto valor

de indutância é requisitado para uma atuação em baixa frequência. Logo, isso deve ser um fator a ser considerado no projeto do dispositivo. Uma alta indutância no circuito implica, na prática, em um aumento maior na resistência do circuito.

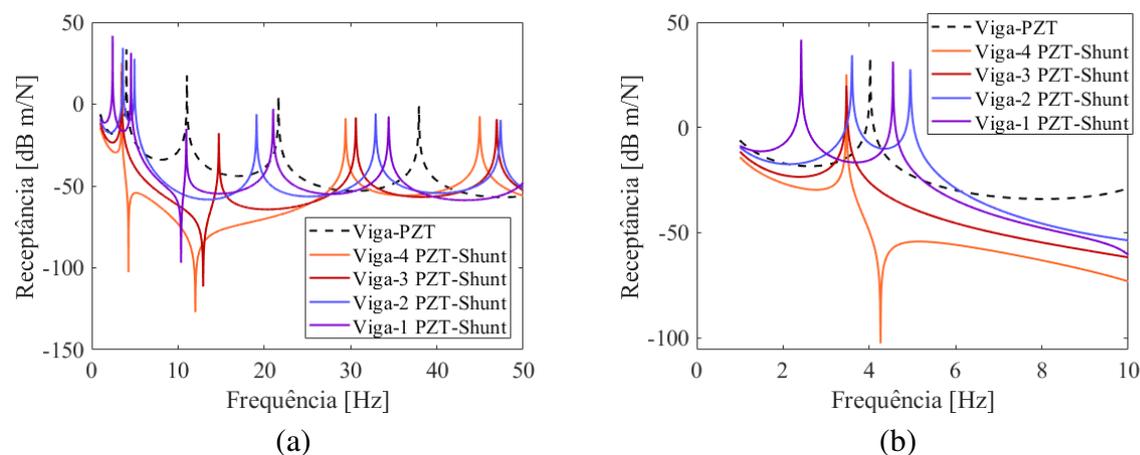
Figura 22 – Impedâncias do circuito shunt RL: (a) Impedância sintonizada em 4 Hz; (b) Impedância sintonizada em 11 Hz; (c) Representação topográfica do circuito shunt RL conectado a um piezo;



Fonte: Elaboração própria

Na atenuação da viga em 4 Hz nos dois primeiros casos, com 1 e 2 elementos, há o amortecimento em torno da frequência sintonizada conforme mostra a Figura 23b. Contudo, percebe-se o efeito da adição de massa à estrutura, dividindo o pico ressonante da frequência de 4 Hz. Esses picos cujas amplitudes são similares à do primeiro modo de vibrar podem agravar o problema da vibração excessiva. Com a adição de mais elementos, torna-se evidente o efeito de atenuação nas frequências de 4 Hz a 30 Hz, especialmente para 4 piezos.

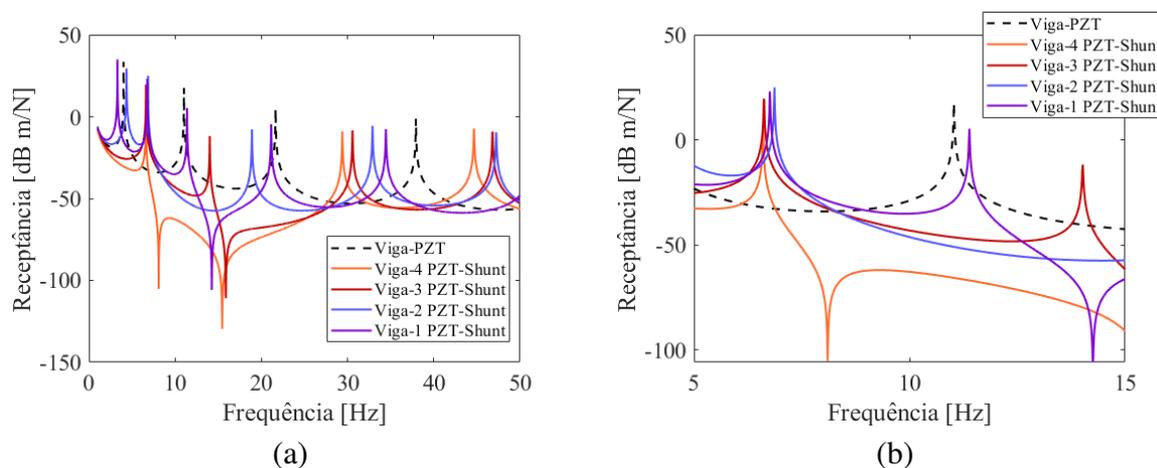
Figura 23 – Resposta em frequência da viga atenuada em 4 Hz : (a) FRF na zona de frequência entre 0 e 50 Hz; (b) Zoom da FRF na zona de frequência entre 0 e 10 Hz;



Fonte: Elaboração própria

Na Figura 23a nota-se que embora o shunt esteja sintonizado na frequência de 4 Hz, o pico em 11 Hz é atenuado consideravelmente com apenas 1 piezo, e melhorado com a adição de mais elementos.

Figura 24 – Resposta em frequência da viga atenuada em 11 Hz: (a) FRF na zona de frequência entre 0 e 50 Hz; (b) Zoom da FRF na zona de frequência entre 0 e 15 Hz;



Fonte: Elaboração Própria

Com apenas um elemento é possível notar um leve amortecimento na frequência de 11 Hz, cuja máxima atenuação é percebida com quatro elementos. Com 3 e 4 elementos percebe-se a atenuação do pico de 4 Hz, mas a divisão do pico de 11 Hz da viga cria um pico em 7 Hz que não é atenuado para nenhum dos casos considerados.

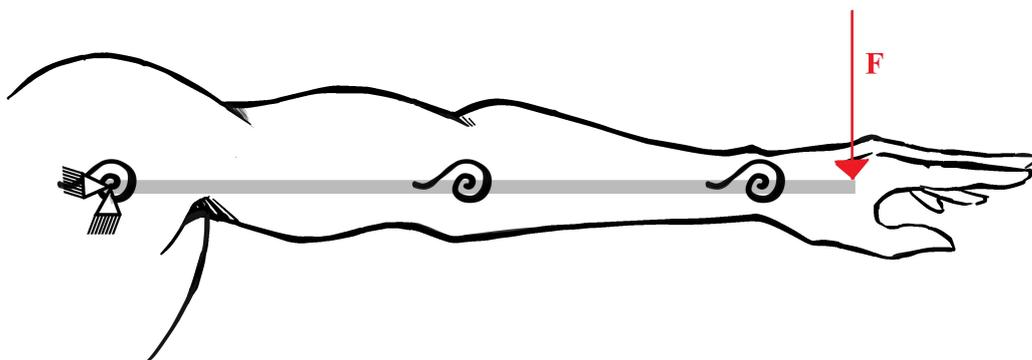
É evidente, através das Figuras 20, 21, 23 e 24, que o modelo é eficiente na atenuação das vibrações nas frequências sintonizadas quanto maior for o número de camadas piezoelétricas com shunts RL. Embora para baixas frequências a atenuação da amplitude de vibração da frequência sintonizada seja bem sucedida, há a necessidade de avaliar a resposta da viga em torno da frequência sintonizada pois surge um pico ressonante à esquerda devido ao efeito da adição de massa à estrutura.

4.3 Caso 3 - Modelo aproximado de um braço

O modelo do caso 2 foi aprimorado através da inclusão de uma condição de contorno na ponta da viga que permite apenas a rotação, e da adição de rigidezes correspondentes as do

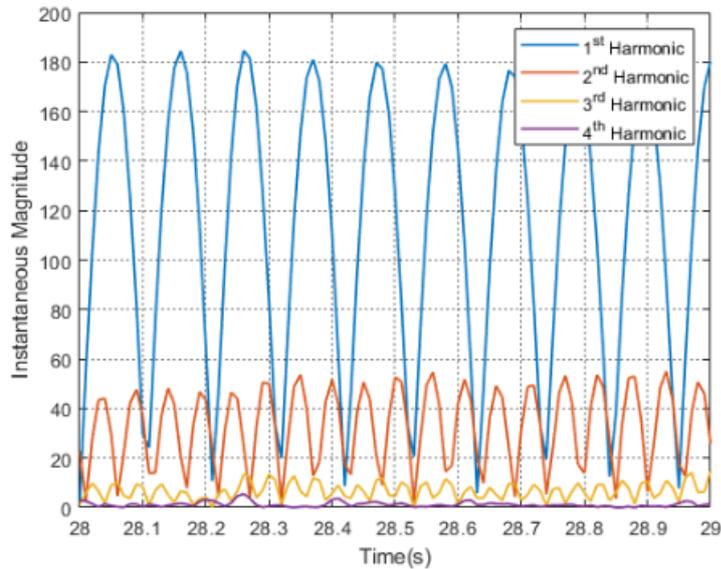
ombro, cotovelo e pulso (Figura 25). A espessura da viga foi reduzida para que os primeiros modos de vibrar da viga estivessem perto da faixa de frequência da doença, as amplitudes de vibração da doença só são intensas por causa de uma excitação na frequência de ressonância do braço (GEBAI et al., 2018).

Figura 25 – Modelo melhorado com condições de contorno e aumento de rigidez.



Fonte: cortesia de Frederico Lenza (2022)

Figura 26 – Magnitude instantânea dos primeiros harmônicos dos tremores da Doença de Parkinson.



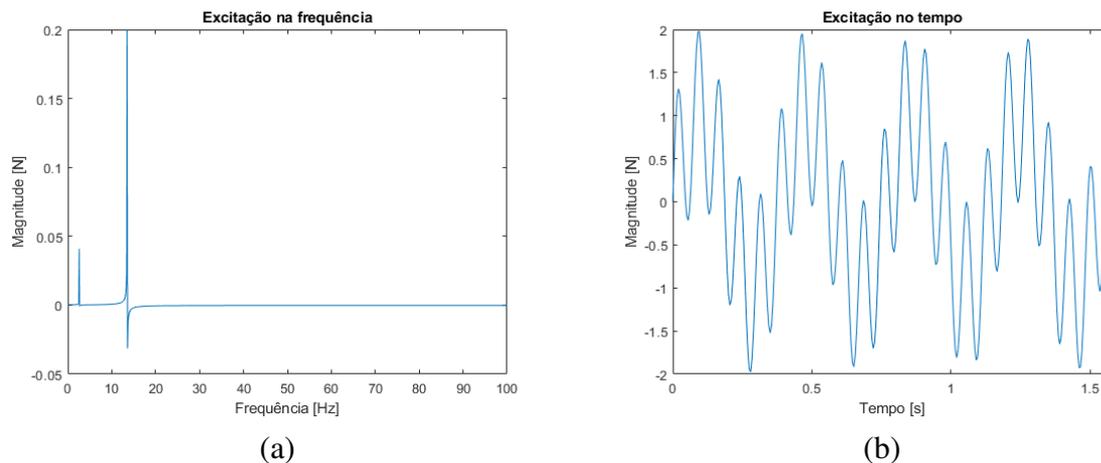
Fonte: (DONG, 2021).

A aravés de dados coletados e tratados de pacientes com DP, Dong (2021) concluiu que o tremor parkinsoniano possui apenas uma frequência fundamental, e que apenas os quatro primeiros harmônicos são notáveis (Figura 26) nas frequências aproximadas de 4, 8, 12 e 16 Hz, respectivamente. Neste trabalho, a excitação F será incluída simultaneamente nos dois primeiros harmônicos da viga, os mais evidentes dentre os quatro primeiros, conforme a equação:

$$F(t) = A_1 \text{sen}(2\pi t f_1) + A_2 \text{sen}(2\pi t f_2) \quad (4.1)$$

Em que $A_1 = A_2 = 1$ são as amplitudes, t é o tempo em segundos, f_1 e f_2 são as frequências de excitação. A viga foi dividida em 34 elementos e a força foi aplicada no último elemento e os deslocamentos foram analisados no mesmo elemento.

Figura 27 – Excitação harmônica: (a) Domínio da frequência; (b) Domínio do tempo;



Fonte: Elaboração própria

Tabela 4 – Propriedades da viga e piezoelétrico.

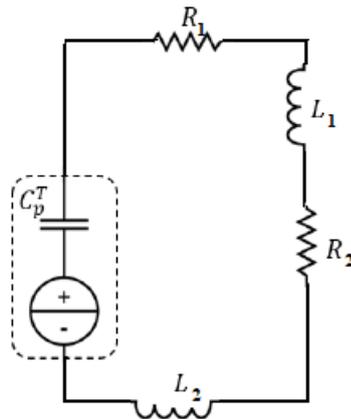
Propriedades	Viga	PZT
Comprimento [mm]	866	25.47
Largura [mm]	40	40
Altura [mm]	4	0.76
Densidade [kg/m ³]	1103.07	7600
Módulo de Young [GPa]	14	64.9

Fonte: Elaboração própria.

A viga possui comprimento, densidade e características similares a de um membro humano real, avaliado por Durillis, Contini e Bluestein (2004), e condições de contorno similares á de uma pessoa sustentando o peso do próprio braço, suas propriedades e as do material piezoelétrico estão descritas na Tabela 4. As rigidezes do ombro, cotovelo e pulso são: 180, 70 e 10 *Nm/rad*, respectivamente (GEBAI et al., 2016).

A excitação foi controlada através de um circuito shunt conectado a cada elemento piezoelétrico em que o circuito shunt utilizado foi um circuito resistivo-indutivo em série (Figura 28), ambos sintonizados para atuar nas frequências de excitação da viga, possibilitando o controle de vibração em mais de uma frequência simultaneamente, conforme a equação 3.63.

Figura 28 – Representação de um circuito Shunt RL em série configurado para atuar em duas frequências

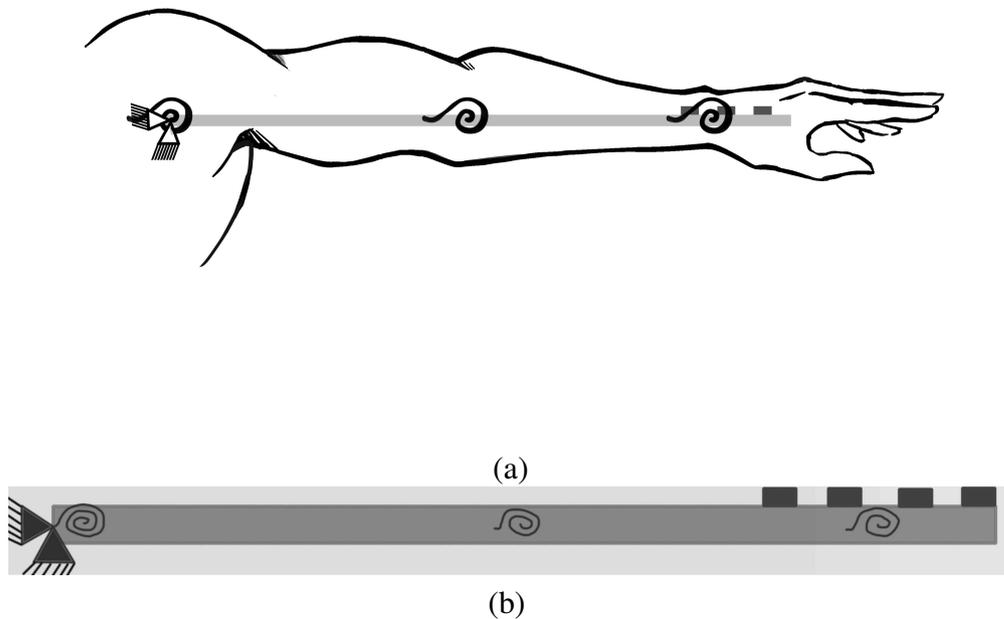


Fonte: adaptado de (MOURA MATHEUS C. R. BORGES, 2021).

4.3.1 Piezoelétricos somente na mão

Em uma primeira análise desse modelo foi considerado a presença de materiais piezoelétricos conectados a circuitos shunt apenas na região da mão (Figura 29). A viga foi excitada e analisada considerando um forçamento unitário, e um forçamento harmônico nas duas frequências de ressonância, onde seus deslocamentos foram plotados no domínio da frequência e do tempo, e a Densidade Espectral de Potência (DEP) no domínio da frequência.

Figura 29 – Representação do braço humano com materiais piezoelétricos apenas na mão:
(a) Modelo real; (b) Modelo em forma de viga.

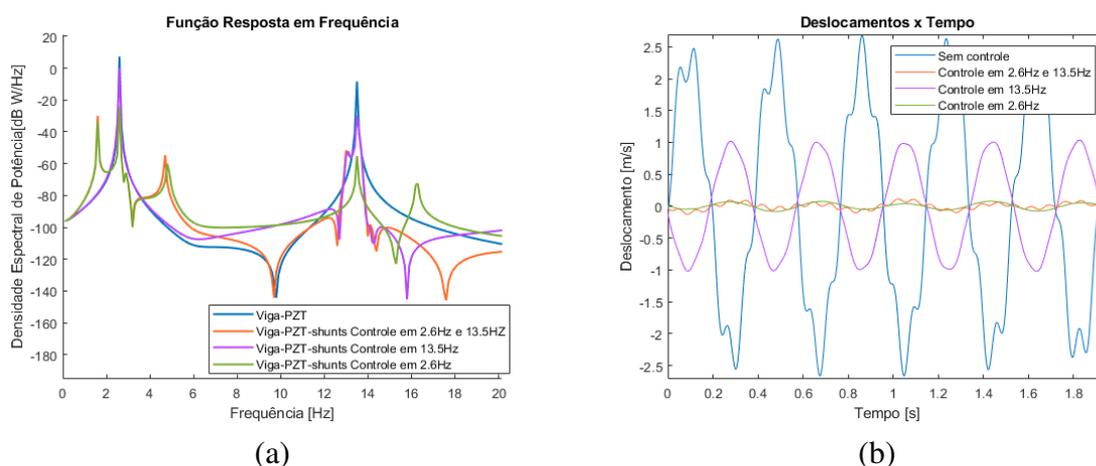


Fonte: cortesia de Frederico Lenza (2022).

4.3.1.1 Excitação Harmônica

A excitação harmônica da viga foi escolhida em 2.6 Hz e 13.5 Hz, sendo essas as frequências dos 2 primeiros modos da viga. O controle da viga foi analisado considerando uma sintonização do circuito shunt em 2.6 Hz, 13.5 Hz e em ambos simultaneamente. Os resultados do controle foram comparados com os deslocamentos e DEP da viga com o circuito shunt em curto circuito ($Z_{EL} = 0$, linha azul):

Figura 30 – Resposta do modelo da Figura 29 b considerando uma excitação harmônica:(a) FRF; (b) Resposta no tempo;



Fonte: Elaboração própria

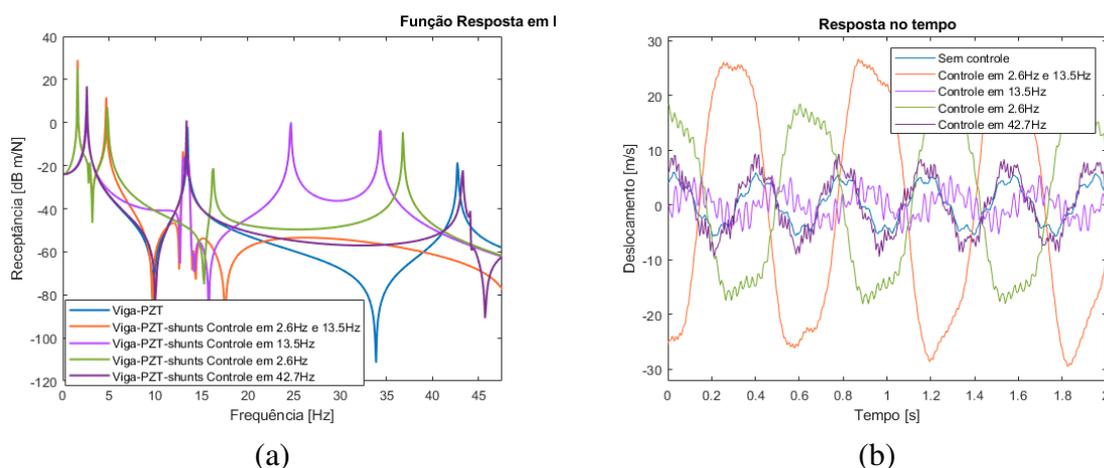
Em todos os casos é possível observar a divisão dos picos de ressonância causada pela atuação do circuito shunt RL em picos de menor energia (Figura 30 (a)), porém, com apenas o controle no primeiro modo (2.6 Hz) e é possível notar, além da redução de 31.6 dB no primeiro modo, uma atenuação de 46.1 dB no segundo modo. Para o caso do controle no segundo modo (13.5 Hz) há uma redução de energia no primeiro modo (2.6 Hz) de 6.58 dB e de 20.9 dB no segundo modo. No controle simultâneo dos dois primeiros modos, a redução de energia de vibração foi de 31.6 dB e de 20.9 dB para o primeiro e segundo modo de vibrar, respectivamente.

Comparando os deslocamentos da viga na faixa de frequência de 0 a 50 Hz (Figura 30 b), há uma redução de 93.5% da amplitude máxima de deslocamento para o controle simultâneo dos dois primeiros modos (2.6 e 13.5 Hz), 95.83% para o controle apenas em 2.6 Hz e 57.04% para o controle apenas em 13.5 Hz. Observa-se que o controle em apenas 2.6 Hz foi mais eficiente que o controle simultâneo dos dois picos almejados (2.6 e 13.5 Hz).

4.3.1.2 Impulso unitário

O controle do forçamento unitário foi feito utilizando circuitos shunts sintonizados nas frequências do primeiro (2.6 Hz), segundo (13.5 Hz) e terceiro (42.7 Hz) modo de vibrar separadamente e no primeiro e segundo modo simultaneamente. Os deslocamentos com controle foram comparados com os deslocamentos da viga excitada por uma força unitária com os circuitos shunt em curto circuito.

Figura 31 – Resposta do modelo da Figura 29 b com Impulso unitário: (a)FRF; (b) Resposta no tempo;



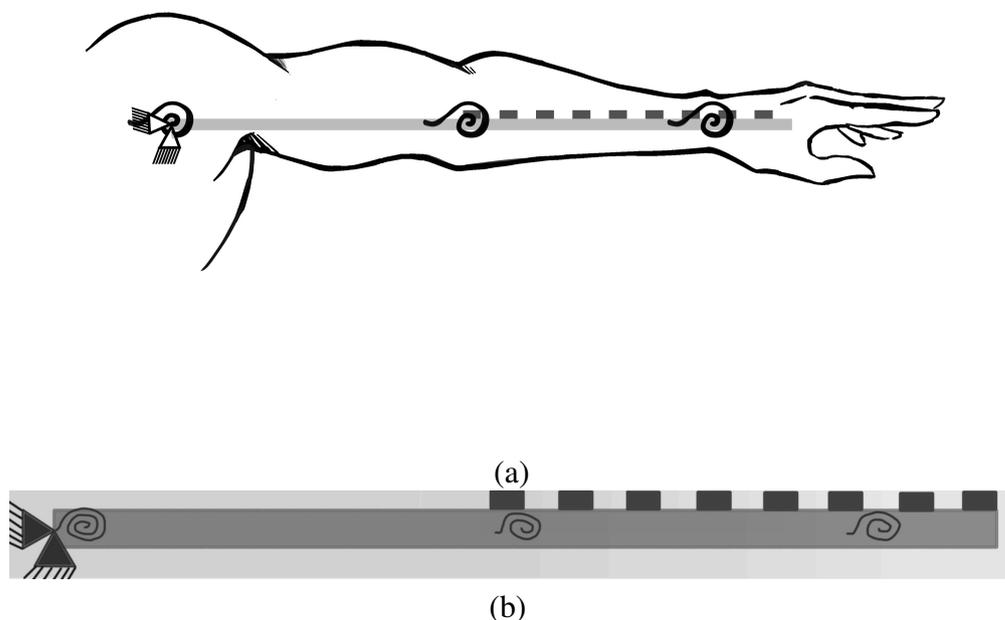
Fonte: Elaboração própria.

Em todos os casos os deslocamentos nas frequências sintonizadas foram controlados, conforme mostra a Figura 31 (a) mostra. Mas com a divisão do pico de ressonância do primeiro modo, há um aumento do deslocamento no pico adjacente em 1.6 Hz de 15.8 dB e 13.1 dB para o controle simultâneo e para o controle apenas em 2.6 Hz, respectivamente. No controle apenas em 13.5 Hz surgiram dois picos adjacentes em 24.7 Hz e em 34 Hz com deslocamentos próximos aos da viga em curto circuito em 13.5 Hz. O aumento do deslocamento em 1.6 Hz pode ser percebido na resposta temporal da viga na Figura 31 (b), que apresenta os deslocamentos da viga na faixa de frequência de 0 a 50 Hz.

4.3.2 Piezoelétricos do cotovelo até a mão

Uma outra análise foi feita com materiais piezoelétricos cobrindo periodicamente as regiões aproximadas da mão e antebraço (Figura 32). A viga foi excitada harmonicamente nas primeiras frequências de ressonância da viga: $f_1 = 2.5Hz$ e $f_2 = 13.5Hz$, com amplitudes de $A_1 = A_2 = 1$. Em seguida também é feita a análise considerando uma força unitária na viga. Espera-se que haja algum sinal de saturação do número de piezoelétricos na viga na medida em que se aumenta o número de elementos piezoelétricos conectados a circuitos shunt, ou seja, deve haver um certo número de elementos piezoelétricos ao qual na adição de um elemento a mais, não haja melhora significativa na atenuação. Em outras palavras, a energia vibracional atenuada chegará ao do ponto de limite mínimo da estrutura.

Figura 32 – Representação do braço humano com elementos piezoelétricos dispostos periodicamente na mão e antebraço: (a) Modelo real; (b) Modelo em forma de viga.



Fonte: cortesia de Frederico Lenza (2022)

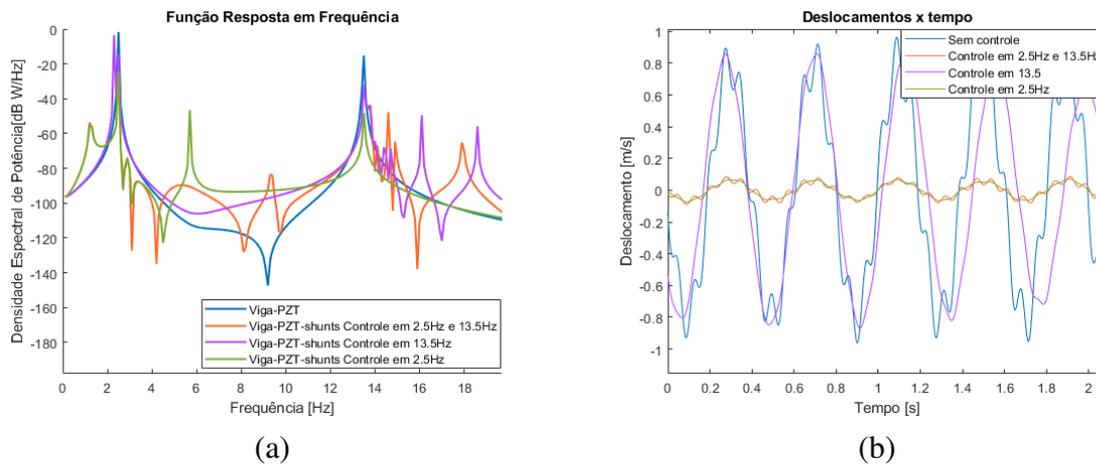
4.3.2.1 Excitação Harmônica

Novamente sintonizou-se os circuitos shunts individualmente nas frequências do primeiro modo (2.5 Hz), do segundo (13.5 Hz), e depois simultaneamente em ambos modos. Com os shunts sintonizados para atuar no primeiro modo percebe-se uma atenuação de 22.1 dB no primeiro modo e de 32.4 dB no segundo modo. Com o controle apenas em 13.5 Hz no primeiro modo houve um pequeno desvio do pico adjacente e uma redução da energia de 12.7 dB e uma redução de 16.6 dB no segundo modo. Sintonizando os shunts para ambas as frequências de 2.5 e 13.5 Hz percebe-se uma redução de 22.1 dB e de 16.6 dB no primeiro e segundo modo, respectivamente.

Na faixa de 0 a 50 Hz, a Figura 33 (b) mostra que houve uma redução de 90.78% na amplitude máxima de deslocamento para o controle sintonizado em ambos os modos, 93% para o controle apenas no primeiro modo e 17.45% para o controle apenas no segundo modo. O deslocamento para o controle apenas no segundo modo de vibrar (13.5 Hz) apresentou-se

próximo ao deslocamento da viga em curto circuito por causa do pico adjacente em 2.3 Hz, que tem densidade espectral próxima a da viga em curto circuito.

Figura 33 – Resposta do modelo da Figura 32 b considerando uma excitação harmônica: (a) FRF; (b)Resposta no tempo.



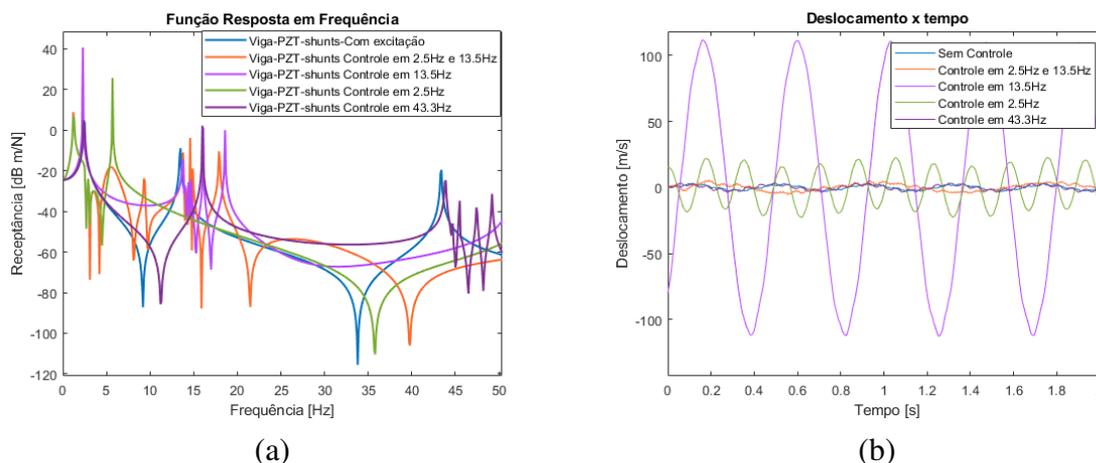
Fonte: Elaboração própria.

Embora para as frequências de ressonância da viga o controle apenas no primeiro modo (2.5 Hz) novamente tenha se demonstrado mais eficiente que o controle simultâneo em ambos modos (2.5 e 13.5 Hz) simultaneamente, com o aumento do número de elementos piezoelétricos houve um aumento de 13.5 dB no pico adjacente próximo a 5 Hz, aparente na Figura 33 (a), enquanto que para o controle simultâneo dos dois primeiros modos esse pico não é visto.

4.3.2.2 Impulso unitário

Para o controle da Impulso unitário, os circuitos shunts foram sintonizados individualmente para as frequências de 2.5, 13.5 e 43.3 Hz (1º, 2º e 3º modo, respectivamente), e simultaneamente para as frequências de 2.5 e 13.5 Hz. Os deslocamentos foram comparados com os deslocamentos da viga em curto circuito no domínio do tempo e da frequência.

Figura 34 – Resposta do modelo da Figura 32 b considerando uma Impulso unitário: (a) FRF; (b)Resposta no tempo.



Fonte: Elaboração própria.

Com o aumento do número de elementos piezoelétricos conectados a circuitos shunt RL, percebe-se um aumento da divisão de picos (Figura 34 (a)). Em todas as frequências sintonizadas houve a atenuação dos deslocamentos da viga, mas os picos adjacentes próximos aos picos de ressonância tiveram seus deslocamentos aumentados.

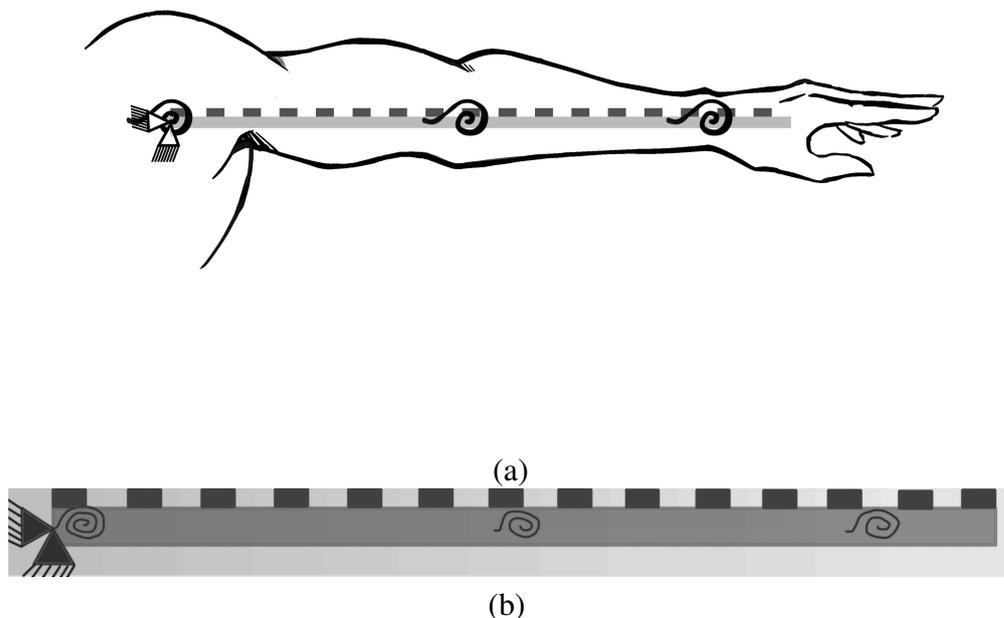
Para o controle apenas no primeiro modo (2.5 Hz), ambos deslocamentos dos picos adjacentes à frequência sintonizada são aumentados. Há um aumento de 2.4 dB na frequência de 1.22 Hz e 21.2 dB na de 5.7 Hz. Controlando apenas o segundo modo (13.5 Hz), percebe-se um aumento de deslocamento nas frequências de 2.3, 16 e 18.6 Hz de 36.6, 2.14 e 1.17 dB, respectivamente. Controlando apenas o terceiro modo (43.3 Hz) o pico de 13.5 Hz se deslocou para 16 Hz e aumentou em 11 dB. E para o controle simultâneo do primeiro e segundo modo, houve um aumento de 4.5 dB na frequência de 1.2 Hz e aumento de 5 dB na frequência de 14.6 Hz. Nota-se também que o controle simultâneo das duas primeiras frequências de ressonância evitou o aparecimento de picos adjacentes agudos, como visto no controle individual do primeiro e segundo modo.

Embora tenha sido possível controlar a viga nas frequências desejadas, os picos em 2.32 Hz e 5.7 Hz oriundos do controle individual em 13.5 Hz e 2.5 Hz foram responsáveis pelo deslocamento excessivo na faixa de frequência de 0 a 50 Hz, conforme mostrado na Figura 34 (b). Estes picos não foram observados no controle simultâneo dessas frequências, fazendo com que os deslocamentos entre 0 e 50 Hz fossem próximos aos da viga em curto circuito.

4.3.3 Piezoelétricos ao longo braço todo

Em uma última análise foi feito o controle da viga completamente coberta de materiais piezoelétricos dispostos periodicamente (Figura 35), considerando um forçamento harmônico da forma 4.3, cujas frequências de excitação são: $f_1 = 2.4Hz$ e $f_2 = 13.5Hz$, as mesmas frequências dos primeiros modos da viga, com amplitudes $A_1 = A_2 = 1$, e os deslocamentos e DEP foram analisados entre 0 e 50 Hz.

Figura 35 – Representação do braço humano com elementos piezoelétricos dispostos periodicamente no braço todo: (a) Modelo real; (b) Modelo em forma de viga.

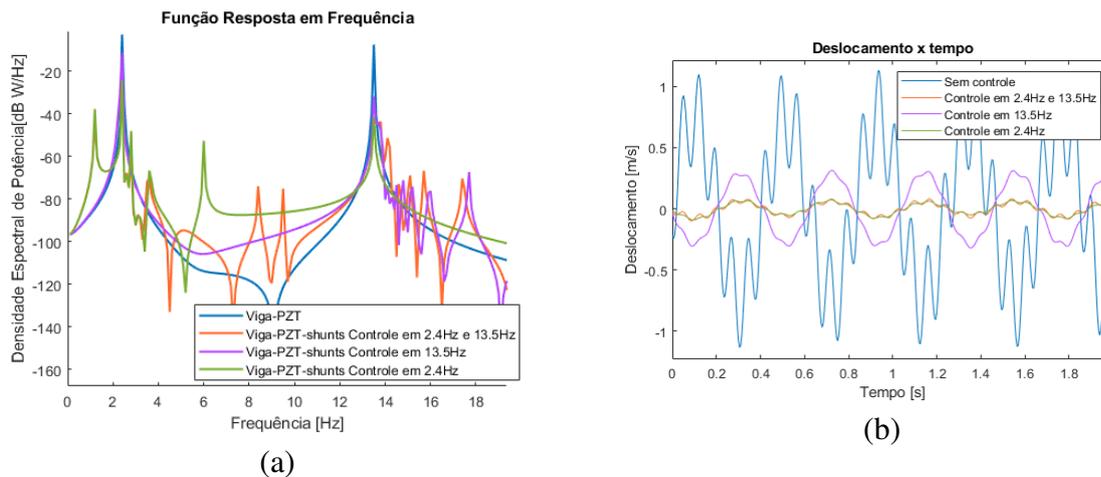


Fonte: cortesia de Frederico Lenza (2022)

4.3.3.1 Excitação Harmônica

Novamente o controle foi feito nos dois primeiros modos (2.4 e 13.5 Hz) individualmente e depois simultaneamente. No controle apenas no primeiro modo houve uma diminuição da densidade espectral de 21.2 dB no primeiro modo e 34 dB no segundo. Controlando apenas no segundo modo houve uma diminuição de 8.2 dB no primeiro modo e 24.2 dB no segundo. Para o controle em ambas frequências, houve uma diminuição de 21.2 e 24.2 dB no primeiro e segundo modo, respectivamente.

Figura 36 – Resposta do modelo da Figura 35 b considerando uma excitação harmônica: (a) FRF; (b) Resposta no tempo;



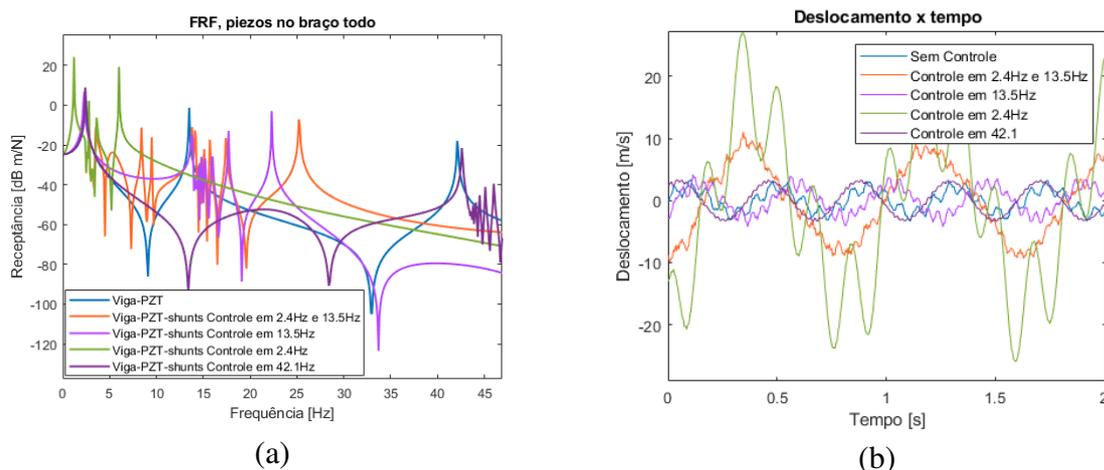
Fonte: Elaboração própria.

A amplitude máxima foi diminuída em 93.42% para o controle apenas em 2.4 Hz, 71.95% para o controle em 13.5 Hz, e de 92.68% para o controle em ambos, de acordo com a Figura 36 (b). Percebe-se que na medida em que se aumenta o número de elementos piezoelétricos conectados a circuitos shunt, há uma tendência à aparição de mais picos adjacentes comparando as Figuras 30 (a), 33 (a) e 36 (a).

4.3.3.2 Impulso unitário

O controle da Impulso unitário foi feito nos três primeiros modos individualmente (2.4, 13.5, e 42.1 Hz, respectivamente) e nos dois primeiros modos simultaneamente. Os deslocamentos foram comparados no domínio da frequência e do tempo.

Figura 37 – Resposta do modelo da Figura 35 b considerando uma Impulso unitário: (a) FRF; (b) Resposta no tempo.



Fonte: Elaboração própria.

Em todas as frequências sintonizadas houve uma atenuação dos deslocamentos na frequência de projeto. Controlando apenas no primeiro modo (2.4 Hz), percebe-se uma concentração dos picos na faixa de frequência de 0 a 7 Hz. Nota-se também, um aumento de deslocamento de 21.3 e 16.2 dB nas frequências de 1.2 e 6 Hz. Já para o controle apenas no segundo modo (13.5 Hz) e apenas no terceiro modo (42.1 Hz), não há um aumento de deslocamento na faixa de 0 a 50 Hz, como pode ser observado nas amplitudes de deslocamento da Figura 37 b. A resposta do controle simultâneo dos dois primeiros modos foi similar à resposta do controle apenas no primeiro modo na faixa de frequência de 0 a 5 Hz, no entanto, não há o pico agudo na frequência de 6 Hz (curva verde na Figura 37 a).

Pela Figura 37 (b) nota-se que os deslocamentos na faixa de frequência de 0 a 50 Hz foram altos para o controle apenas do primeiro modo por causa do aumento do deslocamento nas frequências de 1.2 e 6 Hz, e para o controle simultâneo por causa do deslocamento na frequência de 1.2 Hz.

Comparando o desempenho das configurações de circuitos shunt na atenuação da excitação harmônica, percebe-se pelas Figuras: 30 (a); 33 (a); e 36 (a); que o controle apenas em 13.5 Hz é o menos eficaz para a atenuação das vibrações nos dois primeiros modos de vibrar da viga. Compara-se então a atenuação, considerando apenas o controle no primeiro modo e o controle sintonizado nos dois primeiros modos, pela Tabela 5:

Tabela 5 – Comparação da redução da Densidade Espectral de Potência para o controle apenas no primeiro modo (em 2.6, 2.5 e 2.4 Hz) e nos dois primeiros modos simultaneamente (em 2.6 e 13.5 Hz, 2.5 e 13.5 Hz, 2.4 e 13.5 Hz).

Redução da DEP	Controle individual (dB)		Controle simultâneo (dB)	
	1º modo	2º modo	1º modo	2º modo
Apenas na mão	31.6	46.1	31.6	20.9
Mão ao cotovelo	22.1	32.4	22.1	16.6
Braço todo	21.2	34	21.2	24.4

Fonte: Elaboração própria

Percebe-se, através da Tabela 5, que na atenuação do primeiro modo, os dois casos tiveram a mesma redução da DEP em todas as configurações de piezoelétricos acoplados. Na atenuação do segundo modo, o controle individual do primeiro modo (2.6, 2.5 e 2.4 Hz) se mostrou mais eficaz. Nota-se que a redução da DEP com o controle apenas na mão foi maior em comparação com as outras configurações, esta redução pode ser explicada pelo fato de que os deslocamentos da viga com piezoelétricos apenas na altura da mão foram maiores, como mostra a Tabela 6, que mostra a DEP para os dois primeiros modos da viga:

Tabela 6 – Densidade espectral de potência para os primeiros modos da viga nas diferentes configurações de piezoelétricos.

DEP [dB W/Hz]	Sem controle (1º/2º modo)		Controle Individual (1º/2º modo)		Controle Simultâneo (1º/2º modo)	
Apenas na mão	7.4	-8.9	-24.2	-55	-24.2	-29.5
Da mão ao cotovelo	-1.7	-15.2	-24.2	-48	-24.2	-31.7
Braço todo	-2.8	-7.6	-24.2	-41	-24.2	-31.7

Fonte: Elaboração própria

Comparando a DEP no primeiro modo para as configurações de piezoelétricos: apenas na mão; da mão ao cotovelo e no braço todo; pode-se dizer que houve uma saturação do número de elementos piezoelétricos para o controle do primeiro modo, visto que para um aumento de elementos piezoelétricos conectados a circuitos shunt não se tem uma diminuição da DEP (-24.2 dB W/Hz para todos os casos). Percebe-se também uma saturação para o controle do segundo modo no controle simultâneo dos dois primeiros modos a partir da configuração de elementos piezoelétricos da mão ao cotovelo, notando que há uma estagnação da DEP em -31.7 dB W/Hz. Com o aumento do número de piezoelétricos, percebe-se uma diminuição da atenuação provida pelo controle apenas do primeiro modo no segundo modo, de -55 para -41 dB W/Hz. Apesar disso, o controle apenas do primeiro modo se mostrou mais eficaz que as outras configurações de circuitos shunt nas frequências de excitação.

No forçamento unitário, as Figuras 31 (a), 34 (a), 37 (a), demonstram que o controle é efetivo nas frequências sintonizadas, mas os picos adjacentes apresentam um aumento no deslocamento nessas frequências, evidenciado pelas respostas temporais da viga nas Figuras 31 (b), 34 (b) e 37 (b). O controle individual no primeiro modo diminui os deslocamentos tanto do primeiro quanto do segundo e terceiro modo, mas há um aumento de deslocamento nos picos adjacentes, provavelmente causado pela transferência de energia de vibração dos modos atenuados para os adjacentes, e esse efeito é mais acentuado na medida em que se aumenta o número de elementos piezoelétricos. A atenuação do pico adjacente próximo a 6 Hz pode ser observada no controle simultâneo dos primeiros modos na medida em que se aumenta o número de elementos piezoelétricos mas tal efeito não é observado para o pico adjacente em 1.5 Hz.

5 Conclusão

Neste trabalho foi feita uma pesquisa sobre o estado da arte de órteses supressoras de tremores a fim de investigar aspectos que podem ser melhorados em dispositivos futuros. Um dos fatores de maior relevância na aceitação da órtese por parte do usuário é o peso (BIDDISS; BEATON; CHAU, 2007), e por isso uma solução envolvendo materiais piezoelétricos é promissora.

A partir das respostas das vigas nos 3 casos a um forçamento unitário, pode-se concluir que o controle dos deslocamentos nas frequências de projeto é bem sucedido. No entanto, para esse tipo de controle em baixa frequência, é possível verificar que nas frequências adjacentes às sintonizadas os deslocamentos são amplificados. Tais frequências podem vir a ser um problema no desenvolvimento de um controle efetivo dos tremores da doença, mas podem ser contornados alterando dinamicamente a resistência e/ou indutância.

Na resposta da viga a excitação harmônica foi possível concluir que apenas o controle do primeiro modo é suficiente para que se tenha um menor deslocamento das duas frequências excitadas. Também é notável que com apenas piezoelétricos na altura da mão chega-se a um ponto de saturação da energia de vibração atenuada no primeiro modo de vibrar da viga.

Há ainda uma necessidade de se aprimorar mais o modelo do sistema braço-mão para que este seja melhor representado e que inclua os efeitos do amortecimento viscoelástico do tecido humano, considerando suas diferentes rigidezes em posturas diferentes para simular o tipo de tremor (repouso, postural e cinético), facilitando testes de técnicas de controle vibracional.

Para trabalhos futuros:

- Melhorar o modelo para que inclua mais parâmetros que caracterizam a dinâmica do braço;

- Validar as análises através de experimentos e outros métodos numéricos;
- Incluir a variabilidade da sintonia dos piezoelétricos;

Referências

- ABDULLAH, H. A. et al. Dynamic biomechanical model for assessing and monitoring robot-assisted upper-limb therapy. *Journal of rehabilitation research and development*, Superintendent of Documents, v. 44, n. 1, p. 43, 2007.
- ADEWUSI, S. et al. Biomechanical models of the human hand-arm to simulate distributed biodynamic responses for different postures. *International Journal of Industrial Ergonomics*, Elsevier, v. 42, n. 2, p. 249–260, 2012.
- AIROLDI, L.; RUZZENE, M. Design of tunable acoustic metamaterials through periodic arrays of resonant shunted piezos. *New Journal of Physics*, IOP Publishing, v. 13, n. 11, p. 113010, 2011.
- AIROLDI, L.; RUZZENE, M. Wave propagation control in beams through periodic multi-branch shunts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Sage Publications Sage UK: London, England, v. 22, n. 14, p. 1567–1579, 2011.
- ALBERT, M.; KORDING, K. Determining posture from physiological tremor. *Experimental Brain Research*, Springer Verlag, v. 215, n. 3-4, p. 247–255, dez. 2011. ISSN 0014-4819. Funding Information: Acknowledgments We thank the National Institutes of Health (grants R01NS057814, 1R01NS063399 and 2P01NS044393) and the Chicago Community Trust for their financial support.
- ALFORD, R. et al. Accuracy of finite-difference modeling of the acoustic wave equation. *Geophysics*, Society of Exploration Geophysicists, v. 39, n. 6, p. 834–842, 1974.
- ALTY, J. E.; KEMPSTER, P. A. A practical guide to the differential diagnosis of tremor. *Postgraduate Medical Journal*, The Fellowship of Postgraduate Medicine, v. 87, n. 1031, p. 623–629, 2011. ISSN 0032-5473. Disponível em: <<https://pmj.bmj.com/content/87/1031/623>>.
- ARMSTRONG, M. J.; OKUN, M. S. Diagnosis and treatment of parkinson disease: a review. *Jama*, American Medical Association, v. 323, n. 6, p. 548–560, 2020.
- BARTH, J. et al. Combined analysis of sensor data from hand and gait motor function improves automatic recognition of parkinson's disease. In: *2012 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*. [S.l.: s.n.], 2012. p. 5122–5125.
- BERARDELLI, A. et al. Efn/ mds-es recommendations for the diagnosis of p arkinson's disease. *European journal of neurology*, Wiley Online Library, v. 20, n. 1, p. 16–34, 2013.
- BIDDISS, E. et al. Consumer design priorities for upper limb prosthetics. *Disability and rehabilitation: Assistive technology*, Taylor & Francis, v. 2, n. 6, p. 346–357, 2007.
- BOHNEN, N. et al. Diagnostic performance of clinical motor and non-motor tests of parkinson disease: a matched case–control study. *European journal of neurology*, Wiley Online Library, v. 15, n. 7, p. 685–691, 2008.

BURSTRÖM, L.; LUNDSTRÖM, R. Mechanical energy absorption in human hand-arm exposed to sinusoidal vibration. *International archives of occupational and environmental health*, Springer, v. 61, n. 3, p. 213–216, 1988.

BUSTAMANTE-BELLO, R. et al. Diagnostic aid system based on triaxial high sensitivity mems for detection and characterization of specific neurodegenerative diseases. In: IOS PRESS. *Workshop Proceedings of the 8th International Conference on Intelligent Environments*. [S.l.], 2012. p. 47–56.

BYLUND, S. H.; BURSTRÖM, L. Power absorption in women and men exposed to hand–arm vibration. *International archives of occupational and environmental health*, Springer, v. 76, n. 4, p. 313–317, 2003.

CHANG, R.-S. et al. A parkinson's disease measurement system using laser lines and a cmos image sensor. *Sensors*, v. 11, n. 2, p. 1461–1475, 2011. ISSN 1424-8220. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/1424-8220/11/2/1461>>.

CHARLES, P. et al. Classification of tremor and update on treatment. *American family physician*, v. 59, n. 6, p. 1565—1572, March 1999. ISSN 0002-838X. Disponível em: <<http://europepmc.org/abstract/MED/10193597>>.

CHOU, K. L. Diagnosis and management of the patient with tremor. *Rhode Island Medical Journal*, Rhode Island Medical Society, v. 87, n. 5, p. 135, 2004.

CONCETTONI, E.; GRIFFIN, M. The apparent mass and mechanical impedance of the hand and the transmission of vibration to the fingers, hand, and arm. *journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 325, n. 3, p. 664–678, 2009.

CRAWFORD, P.; ZIMMERMAN, E. E. Tremor: Sorting through the differential diagnosis. *American family physician*, v. 97, n. 3, p. 180—186, February 2018. ISSN 0002-838X. Disponível em: <<http://europepmc.org/abstract/MED/29431985>>.

DAIKOKU, M.; ISHIKAWA, F. Mechanical impedance and vibration model of hand-arm system. In: *Proceedings of the 5th International Conference on Hand-Arm Vibration, Kanazawa, May*. [S.l.: s.n.], 1990. p. 23–26.

DEUSCHL, G. et al. Consensus statement of the movement disorder society on tremor. *Movement disorders*, Wiley Online Library, v. 13, n. S3, p. 2–23, 1998.

DIAZ, N. L.; LOUIS, E. D. Survey of medication usage patterns among essential tremor patients: Movement disorder specialists vs. general neurologists. *Parkinsonism Related Disorders*, v. 16, n. 9, p. 604–607, 2010. ISSN 1353-8020. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1353802010001768>>.

DONG, J. Real-time parkinsonian tremor signal identifier based on internal model principle. 2021.

DORSEY, E. R. et al. Global, regional, and national burden of parkinson's disease, 1990–2016: a systematic analysis for the global burden of disease study 2016. *The Lancet Neurology*, Elsevier, v. 17, n. 11, p. 939–953, 2018.

DUPUIS, H. Schwingungsbelastung und schwingungsbeanspruchung bei der handhabung vibrierender arbeitsgeräte. *Grundlagen der Landtechnik*, v. 36, n. 1, 1986.

- DURILLIS, R. et al. Body segment parameters: A survey of measurement techniques. *Artificial Limbs* 1972, v. 16, n. 1, 2004.
- ELBLE, R. et al. Task force report: Scales for screening and evaluating tremor: Critique and recommendations. *Movement Disorders*, v. 28, n. 13, p. 1793–1800, 2013. Disponível em: <<https://movementdisorders.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/mds.25648>>.
- ESPAY, A. J. et al. Essential pitfalls in “essential” tremor. *Movement Disorders*, v. 32, n. 3, p. 325–331, 2017. Disponível em: <<https://movementdisorders.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/mds.26919>>.
- FILIPOVIĆ, S. R. et al. Low-frequency repetitive transcranial magnetic stimulation and off-phase motor symptoms in parkinson’s disease. *Journal of the Neurological Sciences*, v. 291, n. 1, p. 1–4, 2010. ISSN 0022-510X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022510X10000444>>.
- FLORA, E. D. et al. Deep brain stimulation for essential tremor: A systematic review. *Movement Disorders*, v. 25, n. 11, p. 1550–1559, 2010. Disponível em: <<https://movementdisorders.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/mds.23195>>.
- FLORA, E. D. et al. Deep brain stimulation for essential tremor: a systematic review. *Movement disorders*, Wiley Online Library, v. 25, n. 11, p. 1550–1559, 2010.
- FORWARD, R. L. Electronic damping of vibrations in optical structures. *Applied optics*, Optical Society of America, v. 18, n. 5, p. 690–697, 1979.
- FROMME, N. P. et al. Need for mechanically and ergonomically enhanced tremor-suppression orthoses for the upper limb: a systematic review. *Journal of neuroengineering and rehabilitation*, v. 16, n. 1, p. 93, July 2019. ISSN 1743-0003. Disponível em: <<https://europepmc.org/articles/PMC6639950>>.
- FROMME, N. P. et al. Need for mechanically and ergonomically enhanced tremor-suppression orthoses for the upper limb: a systematic review. *Journal of neuroengineering and rehabilitation*, Springer, v. 16, n. 1, p. 1–15, 2019.
- GEBAI, S. et al. Tremor reduction at the palm of a parkinson’s patient using dynamic vibration absorber. *Bioengineering*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 3, n. 3, p. 18, 2016.
- GEBAI, S. et al. Structural control and biomechanical tremor suppression: Comparison between different types of passive absorber. *Journal of Vibration and Control*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 24, n. 12, p. 2576–2590, 2018.
- GILLARD, D. et al. Tremor suppression using functional electrical stimulation: a comparison between digital and analog controllers. *IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering*, v. 7, n. 3, p. 385–388, 1999.
- GURRAM, R. *A study of vibration response characteristics of the human hand-arm system*. 1993. Tese (Doutorado) — Concordia University.
- HAGOOD, N. W.; FLOTOW, A. von. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. *Journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 146, n. 2, p. 243–268, 1991.

- HESS, C. W.; PULLMAN, S. L. Tremor: clinical phenomenology and assessment techniques. *Tremor and other hyperkinetic movements*, Ubiquity Press, v. 2, 2012.
- HEWER, R. L. et al. AN INVESTIGATION INTO THE VALUE OF TREATING INTENTION TREMOR BY WEIGHTING THE AFFECTED LIMB. *Brain*, v. 95, n. 3, p. 579–590, 07 1972. ISSN 0006-8950. Disponível em: <<https://doi.org/10.1093/brain/95.3.579>>.
- HOSSEINI, S. M. et al. Active vibration control in human forearm model using paired piezoelectric sensor and actuator. *Journal of Vibration and Control*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 27, n. 19-20, p. 2231–2242, 2021.
- IEEE. *ANSI/IEEE Std 176-1978*, p. 1–58, 1978.
- JAFFE, W. Cook, and H. Jaffe, *Piezoelectric Ceramics*. [S.l.]: Academic Press, New York, 1971.
- JURIST, J. M.; KIANIAN, K. Three models of the vibrating ulna. *Journal of biomechanics*, Elsevier, v. 6, n. 4, p. 331–342, 1973.
- KAZI, S. et al. Experimental implementation of smart glove incorporating piezoelectric actuator for hand tremor control. *WSEAS transactions on Systems and Control*, World Scientific and Engineering Academy and Society (WSEAS) Stevens Point . . . , v. 5, n. 6, p. 443–453, 2010.
- KAZI, S. et al. Suppression of hand postural tremor via active force control method. *Manufacturing Engineering, Automatic Control and Robotics*, 2014.
- LEE, U. *Spectral element method in structural dynamics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2009.
- LIN, J.-H. et al. A single-degree-of-freedom dynamic model predicts the range of human responses to impulsive forces produced by power hand tools. *Journal of biomechanics*, Elsevier, v. 36, n. 12, p. 1845–1852, 2003.
- LOUREIRO, R. C. et al. Upper limb tremor suppression in adl via an orthosis incorporating a controllable double viscous beam actuator. In: IEEE. *9th International Conference on Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005*. [S.l.], 2005. p. 119–122.
- MISHOE, J.; SUGGS, C. Hand-arm vibration part ii: vibrational responses of the human hand. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 53, n. 4, p. 545–558, 1977.
- MOURA, B. B. d. Modelos espectrais de vigas acopladas à piezoelétricos shunt para atenuação de vibração e de ondas elástica. 2021.
- MOURA MATHEUS C. R. BORGES, M. R. M. B. B. Smart beam coupled to piezoelectric resonant shunt vibration characterisation, control and bandgap generation. 2021.
- NAGAOKA, T. et al. A possible melanoma discrimination index based on hyperspectral data: a pilot study. *Skin Research and Technology*, v. 18, n. 3, p. 301–310, 2012. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1111/j.1600-0846.2011.00571.x>>.
- NIKAFROOZ, N. et al. Design, modeling, and fabrication of a 3-dof wrist rehabilitation robot. In: . [S.l.: s.n.], 2018. p. 34–39.

- O'CONNOR, R. J.; KINI, M. U. Non-pharmacological and non-surgical interventions for tremor: A systematic review. *Parkinsonism Related Disorders*, v. 17, n. 7, p. 509–515, 2011. ISSN 1353-8020. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1353802010003482>>.
- PATEL, S. et al. A review of wearable sensors and systems with application in rehabilitation. *Journal of neuroengineering and rehabilitation*, v. 9, p. 21, April 2012. ISSN 1743-0003. Disponível em: <<https://europepmc.org/articles/PMC3354997>>.
- PENDRY, J. B. Negative refraction makes a perfect lens. *Physical review letters*, APS, v. 85, n. 18, p. 3966, 2000.
- RAKHEJA, S. et al. A comparison of biodynamic models of the human hand–arm system for applications to hand-held power tools. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 249, n. 1, p. 55–82, 2002.
- RAO, G. et al. Does this patient have parkinson disease? *Jama*, American Medical Association, v. 289, n. 3, p. 347–353, 2003.
- REYNOLDS, D.; FALKENBERG, R. Three-and four-degrees-of-freedom models of the vibration response of the human hand. In: *Vibration Effects on the Hand and Arm in Industry*. [S.l.]: Wiley New York, 1982. p. 117–132.
- ROCON, E. et al. Design and validation of a rehabilitation robotic exoskeleton for tremor assessment and suppression. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, v. 15, n. 3, p. 367–378, 2007.
- ROCON, E. et al. Biomechanical loading as an alternative treatment for tremor: a review of two approaches. *Tremor and other hyperkinetic movements*, Ubiquity Press, v. 2, 2012.
- ROCON, E. et al. Wearable robots in rehabilitation engineering tremor suppression. In: KHENG, T. Y. (Ed.). *Rehabilitation Engineering*. Rijeka: IntechOpen, 2009. cap. 13. Disponível em: <<https://doi.org/10.5772/7382>>.
- SAN-SEGUNDO, R. et al. Parkinson's disease tremor detection in the wild using wearable accelerometers. *Sensors*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 20, n. 20, p. 5817, 2020.
- SANDRONI, P.; YOUNG, R. Tremor: classification, diagnosis and management. *American family physician*, v. 50, n. 7, p. 1505—1512, November 1994. ISSN 0002-838X. Disponível em: <<http://europepmc.org/abstract/MED/7976986>>.
- SCHAPIRA, A. H. et al. Non-motor features of parkinson disease. *Nature Reviews Neuroscience*, Nature Publishing Group, v. 18, n. 7, p. 435–450, 2017.
- SCHMITZ, G.; SÖNTGEN, M. Hand-arm-vibrationen–entwicklung eines vibrationsmessverfahren für tierbetäubungsgeräte. 2016.
- SHAMROUKH, M. et al. Evaluation of control strategies in semi-active orthosis for suppression of upper limb pathological tremors. In: IEEE. *2017 International Conference on Innovations in Electrical, Electronics, Instrumentation and Media Technology (ICEEIMT)*. [S.l.], 2017. p. 75–80.
- SHIN, K.; HAMMOND, J. *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2008.

- SÖRENSON, A.; BURSTRÖM, L. Transmission of vibration energy to different parts of the human hand-arm system. *International archives of occupational and environmental health*, Springer, v. 70, n. 3, p. 199–204, 1997.
- SWALLOW, L.; SIORES, E. Tremor suppression using smart textile fibre systems. *Journal of Fiber Bioengineering and Informatics*, v. 1, n. 4, p. 261–266, 2009.
- TAHERI, B. *Real-time pathological tremor identification and suppression in human arm via active orthotic devices*. 2013. Tese (Doutorado) — Southern Methodist University.
- TAHERI, B. et al. Robust controller for tremor suppression at musculoskeletal level in human wrist. *IEEE Transactions on neural systems and rehabilitation engineering*, IEEE, v. 22, n. 2, p. 379–388, 2013.
- WOOD, L. et al. Hand-arm vibration part iii: A distributed parameter dynamic model of the human hand-arm system. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 57, n. 2, p. 157–169, 1978.
- YANG, Z. et al. Acoustic metamaterial panels for sound attenuation in the 50–1000 hz regime. *Applied Physics Letters*, American Institute of Physics, v. 96, n. 4, p. 041906, 2010.
- ZACH, H. et al. The clinical evaluation of parkinson's tremor. *Journal of Parkinson's disease*, IOS Press, v. 5, n. 3, p. 471–474, 2015.
- ZADPOOR, A. A. Finite element method analysis of human hand arm vibrations. *Int. J. Sci. Res*, v. 16, p. 391–395, 2006.