**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

Gabriel Konda Rodrigues

**Avaliação do desempenho de discos piezelétricos
aplicados a metamateriais para controle de vibração**

São Carlos

2019

Gabriel Konda Rodrigues

**Avaliação do desempenho de discos piezelétricos
aplicados a metamateriais para controle de vibração**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Ciências - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Dinâmica das Máquinas e Sistemas

Orientador: Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira

VERSÃO CORRIGIDA

**São Carlos
2019**

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

R696a Rodrigues, Gabriel Konda
Avaliação do desempenho de discos piezelétricos
aplicados a metamateriais para controle de vibração /
Gabriel Konda Rodrigues; orientador Leopoldo Pisanelli
Rodrigues de Oliveira. São Carlos, 2019.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Dinâmica e Mecatrônica -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2019.

1. Controle de vibrações. 2. Metamateriais. 3.
Piezeletricidade. 4. Smart material. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **GABRIEL KONDA RODRIGUES**.

Título da dissertação: " Avaliação do desempenho de discos piezelétricos aplicados a metamateriais para controle de vibração".

Data da defesa: 29/07/2019

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Dr. **Danilo Beli**
(Pós-Doutorando SAA/EESC)

APROVADO

Prof. Dr. **Paulo José Paupitz Gonçalves**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP-Bauru)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica:
Prof. Associado **Carlos De Marqui Junior**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Titular **Murilo Araujo Romero**

Dedicado ao leitor e aos colegas estudantes e pesquisadores.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pela existência, motivação e força para realizar este trabalho.

Aos meus pais pelo apoio incondicional em todos os momentos.

Ao Prof. Dr. Leopoldo de Oliveira pela oportunidade e orientação ao longo desses dois anos e meio de mestrado.

Aos Professores do grupo de dinâmica e mecatrônica pelos cursos ministrados.

À Profa. Dra. Maíra Martins da Silva pelo auxílio com o COMSOL.

Ao Prof. Dr. Carlos de Marqui, por ajudar a alocar o experimental na época da reforma.

Ao Dr. Tarcísio Silva pelo imenso auxílio com o equacionamento e funcionamento com as indutâncias sintéticas.

Ao João Lovo, Prof. Dr. Carlos Fortulan, Tiago Moreira e Prof. Dr. Gherhardt Ribatski pela ajuda com as impressões dos corpos de prova.

Aos técnicos do Laboratório de Dinâmica, pela ajuda com os experimentos e equipamentos.

Aos técnicos do Laboratório de Instrumentação Eletrônica do Grupo de Ótica do IFSC e o Prof. Dr. Daniel Varela pela ajuda na confecção das placas para a indutância sintética.

Às secretárias do programa de pós-graduação, pela ajuda na burocracia e papelada extra requisitada para os trâmites dentro desta universidade.

Aos colegas de laboratório, pelos bons momentos e trocas de experiências, pela ajuda com a modelagem dos piezétricos, pela ajudas com as matérias, além do apoio e da motivação.

Ao pessoal do Integração Musical (NÃO É UMA BANDA) e demais amigos, pelos bons momentos e o todo apoio.

As agências de fomento a pesquisa, CNPq e CAPES, pela ajuda financeira.

Menções honrosas a todos que fizeram este modelo de documento em L^AT_EX por facilitar a formatação e me poupar a sanidade de poder mudar figuras de lugar.

*“A ciência consiste em substituir o saber
que parecia seguro por uma teoria, ou seja, por algo problemático. ”*

José Ortega y Gasset

RESUMO

RODRIGUES, G. K. **Avaliação do desempenho de discos piezelétricos aplicados a metamateriais para controle de vibração.** 2019. 88p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

Metamateriais estruturais e acústicos surgiram, recentemente, como uma forma de explorar fenômenos previamente estudados em propagações de ondas eletromagnéticas, como cristais fotônicos, em sistemas sujeitos a ondas mecânicas. Dentre estes fenômenos, destacam-se a espalhamento de Bragg encontrados em estruturas periódicas e ressonâncias locais que promovem atenuação de energia no sistema em determinadas bandas de frequência (*band gap*). Esse novo paradigma em materiais, como descrito e demonstrado na literatura, oferece soluções competitivas do ponto de vista de desempenho e carregamento de massa, oferecendo uma alternativa interessante para o controle de ruído e vibrações com potencial de aplicações em diversas áreas da engenharia. Sendo assim, este projeto de mestrado visa o estudo numérico e experimental de estruturas instaladas com elementos periódicos, aptas para a atenuação de ruído e vibração. Ainda, explora-se o uso de materiais piezelétricos na constituição das células unitárias que compõe a estrutura periódica, com objetivos de aumentar a banda de rejeição pela atuação dos picos laterais que comumente ocorrem nas frequências adjacentes ao *band gap*, através da utilização de circuitos *shunt* baseados em indutâncias sintéticas. Para tanto, foram realizadas atividades de projeto, simulação e validação de uma célula unitária, visando ajustar suas propriedades dinâmicas e, posteriormente, instalando um padrão periódico destas células numa estrutura hospedeira, obtendo uma banda de rejeição com atenuação significativa nos picos laterais.

Palavras-chave: Controle de vibrações; Metamateriais; Piezeletricidade; *smart material*.

ABSTRACT

RODRIGUES, G. K. **Performance evaluation for piezo disks application with metamaterials for vibration control**. 2019. 88p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

Acoustic and structural metamaterials have recently emerged as a means for exploring phenomena previously related to electromagnetic wave propagation, such as photonic crystals, in systems subject to mechanical waves, structural and/or acoustic. Among these phenomena, are the Bragg scattering found in periodic structures and local resonances, which promote energy attenuation on the system in certain frequency bands, the so called band gaps. This new paradigm in materials, as described and demonstrated in the literature, offers competitive solutions from the point of view of performance and mass loading, offering an interesting alternative for the control of noise and vibrations with potential of applications in diverse engineering areas. Therefore, this thesis aims at the numerical and experimental study of structures installed with periodic elements, suitable for the attenuation of vibrations. Furthermore, piezoelectric materials were explored in the constitution of the unit cells, that make up the periodic structure, seeking for performance improvement by targeting the side peaks originated by the creation of the band gap, via shunt circuitry based on synthetic inductances. In order to do so, this thesis presents design, simulation and validation of unit cells, aiming to adjust its dynamic properties and, then, installing periodic patterns of these cells in a host structure, achieving the band gap with a reasonable attenuation of the side peaks.

Keywords: Vibrations control; Metamaterials; Piezoelectricity; Smart material.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Proposta para estudo de caso: (a) estrutura hospedeira e (b) adição subsequente de células unitárias em um padrão periódico	27
Figura 2 – Comportamento de material impresso por FDM sob carregamentos em diferentes direções	29
Figura 3 – Descrição das variáveis utilizadas na discretização do modelo mecânico	30
Figura 4 – O modelo de Thèvenin (a) utiliza-se de uma fonte de tensão com um capacitor em série, já Norton (b) utiliza-se de uma fonte de corrente com uma capacitância em paralelo a carga.	32
Figura 5 – Variáveis do elemento discretizado para modelagem eletromecânica . .	33
Figura 6 – Diagrama elétrico para descrição do equacionamento do circuito com elemento piezelétrico.	34
Figura 7 – Diagrama do circuito da indutância sintética.	36
Figura 8 – Conceito mecânico para célula unitária baseado na utilização do primeiro modo flexional combinado com acoplamento eletromecânico.	37
Figura 9 – Montagem em bi-engaste para viga com entrada de força próximo a uma extremidade via <i>shaker</i> eletrodinâmico.	38
Figura 10 – Direções de impressão do <i>infill</i> , à esquerda filamentos cruzados na camada e à direita concordantes.	39
Figura 11 – Montagem de vigas para a estudo e validação das propriedades dinâmicas de peças fabricadas por FDM com entrada de força na base e medição das respostas em frequência da velocidade de ponta (Mobilidade) e aceleração de base (massa aparente).	40
Figura 12 – Função de Resposta em Frequência (Mobilidade) para entrada de força na base e resposta na ponta livre de vigas: experimental (linhas vazadas) e numérico (linhas cheias)	41
Figura 13 – Testes por excitação de base, via <i>shaker</i> para validação de parâmetros eletromecânicos dos modelos.	42
Figura 14 – Mobilidade da extremidade livre para diferentes configurações elétricas nos corpos "x"(a) e "+"(b) bem como a validação em curto circuito (c) para avaliação dos parâmetros mecânicos utilizados nos modelos e as respostas dos modelos a diferentes configurações elétricas (d).	43
Figura 15 – Respostas elétricas obtidas a partir dos ensaios com vigas engastadas (linhas cheias) e modelos propostos (linhas vazadas) em configuração elétrica de circuito resistivo (a), aberto (b), e indutivo (c).	45
Figura 16 – Geometria proposta para o projeto dos ressonadores.	46

Figura 17 – Montagem experimental com os pontos de medição numerados de 1 a 11, da esquerda para direita, espaçados em 50mm.	47
Figura 18 – Mobilidade estrutural comparada entre modelos de elementos finitos (linha pontilhada), de parâmetros concentrados (linha tracejada) e experimental (linha cheia).	47
Figura 19 – Etapas de projeto: Utilização do modelo estrutural da hospedeira (a) para o projeto de célula (b) com a utilização de <i>software</i> de elementos finitos, COMSOL, com as dimensões (c)	48
Figura 20 – Resultados do COMSOL entre a tensão elétrica gerada em função da distância do ponto de engaste ao centro do disco piezelétrico. Um polinômio de 3º grau foi utilizado para calcular o ponto de máximo.	49
Figura 21 – Disposição para impressão: O ressonador está confeccionado em plástico branco e o material de suporte em marrom.	50
Figura 22 – Componentes confeccionados: Célula unitária (a) e indutor sintético (b). 51	
Figura 23 – O ensaio realizado para validação de célula unitária por excitação de base com verificação de Mobilidade de ponta com e sem atuação do <i>shunt</i> 51	
Figura 24 – Função de Resposta em Frequência da extremidade livre (Mobilidade), para a célula em regime de circuito aberto (linha cheia) para validação do sistema mecânico e com atuação do indutor sintético (linha tracejada) para verificação do acoplamento eletromecânico.	52
Figura 25 – Simulação de comportamento para a estrutura principal (linha cheia) sob diferentes abordagens, adição mássica (traço-ponto), metamaterial (tracejada) e <i>smart metamaterial</i> (pontilhada) com padrão "AB" para atuação nos picos laterais da banda de rejeição.	53
Figura 26 – Efeito da razão mássica na rejeição da frequência objetivo.	53
Figura 27 – Avaliação de sensibilidade ao acoplamento eletromecânico de um <i>smart metamaterial</i> . Altos valores de acoplamento resultam em perda de desempenho.	54
Figura 28 – Esquema para o arranjo das células na montagem experimental.	55
Figura 29 – Montagem completa da metaestrutura (<i>Cell4</i>) com banco de indutâncias sintéticas.	55
Figura 30 – Surgimento do <i>band gap</i> devido a inclusão das células.	56
Figura 31 – Variabilidade na ressonância verificada pela Mobilidade de ponta dos ressonadores em circuito aberto na banda de atuação.	56
Figura 32 – Respostas mecânicas no ponto de colocação de força para os diferentes arranjos de células com a atuação das ressonâncias elétricas para incremento de desempenho.	57
Figura 33 – Comparação das respostas de ponto entre P2 e P10 exibindo a transmissibilidade estrutural.	58

Figura 34 – Diagrama elétrico para indutância sintética	71
---	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros mecânicos simplificados do filamento nas direções XZ (camadas de impressão alinhadas com o comprimento do corpo) e ZX (camadas transversais ao comprimento do corpo)	29
Tabela 2 – Parâmetros do corpo de prova impressos em direção XY	39
Tabela 3 – Parâmetros do indutor sintético	50

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Amp. Op.	Amplificador Operacional
FDM	<i>Fused Deposition Method</i>
FEM	Modelo de Elementos Finitos
LDV	<i>Laser Doppler Vibrometer</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MPC	Modelo de parâmetros concentrados

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Modelagem e Simulação de Metamateriais	24
1.2	(Meta)materiais Inteligentes	24
1.3	Objetivos	25
1.4	Estrutura do trabalho	26
2	MATERIAIS E MÉTODOS	27
2.1	Conceito para estudo de caso	27
2.2	Modelagem de estruturas fabricadas por FDM	28
2.3	Modelagem Multifísica	31
2.4	Metamaterial Periódico Local Ressonante	35
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
3.1	Validação de modelos FDM	39
3.2	Validação eletromecânica	41
3.3	Projeto da Célula Unitária	46
3.3.1	Validação numérica	46
3.3.2	Validação experimental	50
3.4	Metaestrutura	51
4	CONCLUSÃO	59
	REFERÊNCIAS	61
	APÊNDICES	67
	APÊNDICE A – VIGA COM ELEMENTO PIEZELÉTRICO	69
	APÊNDICE B – EQUACIONAMENTO PARA INDUTORES SIN- TÉTICOS	71
	ANEXOS	75
	ANEXO A – DADOS DO FILAMENTO DE IMPRESSÃO	77
	ANEXO B – DADOS DA IMPRESSORA	79

ANEXO C – DADOS DO ACELERÔMETRO	81
ANEXO D – DADOS DO TRANSDUTOR DE FORÇA	83
ANEXO E – DADOS DO VIBRÔMETRO LASER	85
ANEXO F – DADOS DO SHAKER ELETRODINÂMICO	87

1 INTRODUÇÃO

Vibrações em máquinas e sistemas representam um desafio no projeto, manutenção e solução de problemas de engenharia. Na maioria dos casos, vibrações são subprodutos da operação de máquinas que provocam desgaste, fadiga e conferem atributos negativos com relação ao conforto de usuários destes sistemas. Em busca de mitigar esses problemas e desenvolver métodos de cálculo e projeto de sistemas mais robustos, duráveis e subjetivamente confortáveis, novas técnicas e materiais são concebidos e continuam a ser refinados no estado da arte no campo de ruído e vibrações.

Estudos recentes direcionam uma tendência aos chamados metamateriais (ESSINK; INMAN, 2016; MIRANDA JÚNIOR; FERREIRA; DOS SANTOS, 2017; YANG; LEE; KIM, 2016) para o controle e atenuação de vibração em sistemas. Esta solução deriva dos chamados cristais fonônicos e sua capacidade de suprimir certas frequências na chamada banda de rejeição (*band gap*) (SIGALAS; ECONOMOU, 1993; VASSEUR et al., 2001), criadas a partir da espalhamento de Bragg. Vale mencionar a existência de outras técnicas propostas posteriormente como a manipulação de ondas, *lensing*, *bending* e *cloaking* (CUMMER; CHRISTENSEN; ALÙ, 2016; HUANG; SHEN; JING, 2016), e a utilização de ressonâncias locais. Estas se provaram capazes de produzirem efeitos similares aos cristais em baixas frequências sem estarem limitados aos comprimentos de onda (limite de Bragg). Tal feito, foi demonstrado experimentalmente por Liu et al. (2000) e nas últimas duas décadas observa-se uma consolidação da utilização de ressonâncias locais com diferentes abordagens para a criação e exploração do fenômeno. Das diversas aplicações possíveis, como elenca (FERREIRA et al., 2017), se destacam os ramos da acústica (LANGFELDT et al., 2016; ROSA et al., 2017; SAMPAIO et al., 2019), geralmente com o emprego de metapainéis e as estruturas aeroespaciais, com diversas abordagens.

Em sua grande maioria, os metamateriais são abordados do ponto de vista passivo, ou seja, o conceito das células unitárias faz uso de suas propriedades de inércia, rigidez e amortecimento, constituindo-se de elementos rígidos (quando se explora espalhamento de Bragg) ou ressonadores (quando se explora efeitos de ressonância local). Em comum, as duas abordagens mencionadas se aproveitam da organização dos insertos arrançados de forma periódica, sendo utilizado o conceito de células unitárias (VAN BELLE et al., 2016; LI; ZHANG; LIU, 2017; RAGHAVAN; PHANI, 2013; BELI et al., 2019).

O estudo individual destas células pode ser feito com diversas abordagens, que vão desde a modelagem analítica de elementos de geometria canônica, até modelos numéricos de topologias complexas cujas geometrias são atribuídas por processos de otimização topológica (ABDELJABER; AVCI; INMAN, 2015; YANG; LEE; KIM, 2016). Estas análises oferecem os primeiros *insights* sobre o comportamento global da malha completa

de metamaterial ou, ainda, que técnicas dedicadas à simulação de estruturas periódicas, como o Método dos Elementos Espectrais (ROSA et al., 2017; LEE; MACE; BRENNAN, 2007) sejam utilizadas.

1.1 Modelagem e Simulação de Metamateriais

Modelos podem ser definidos como representações simplificadas e idealizadas a partir do mundo real. No escopo da engenharia existem dois grupos de modelos (FELÍCIO, 2007), os modelos físicos, que são simplificações em escala de corpos e mecanismos que detêm comportamentos equivalentes aos seus sistemas, e os modelos matemáticos, por vezes chamados de numéricos, onde simulações baseadas nas leis físicas e com o emprego de ferramentas matemáticas buscam categorizar o sistema. Neste trabalho, não serão empregados os modelos físicos, logo o leitor deve assumir que as menções futuras sobre "modelos" se referem aos matemáticos.

As abordagens mais comumente utilizadas para modelagem e simulação de sistemas periódicos partem de modelos das células unitárias, usualmente em termos de propagações de ondas (DOYLE, 1997) e, posteriormente, consideram o sistema completo (finito ou infinito) composto por uma matriz dessas células. Como mencionado anteriormente, estes modelos podem ser usados para quaisquer problemas mecânicos envolvendo propagação de ondas como demonstram recentemente (BELI; ARRUDA, 2016; FABRO; FERGUSON; MACE, 2016; ROSA et al., 2017) para guias de onda estruturais e acústicas.

Um pano de fundo sobre o equacionamento de estruturas periódicas e comportamento do *band gap* pode ser encontrado em Liu e Hussein (2012); Yu et al. (2006), que vieram a ser aprimorados posteriormente por Xiao et al. (2013), com a obtenção de uma gama de expressões analíticas validadas pelo método dos elementos finitos (MEF). Ainda, Sugino et al. (2016b) descrevem o comportamento dinâmico e fornecem um bom *insight* sobre o *band gap* de uma metaestrutura através dos modos de vibração. Estes são comumente utilizados na caracterização de estruturas contínuas finitas, pois, estando associados ao comportamento dinâmico (frequências de ressonância, amplitude de vibração) da estrutura, eles fornecem um ponto de partida para as abordagens preventivas ou corretivas. De fato, os chamados modos de baixa frequência são comumente o alvo das ações de controle (PREUMONT, 2002).

1.2 (Meta)materiais Inteligentes

No final da década de 80, consolidou-se um novo panorama de materiais, os *smart materials*, que foram definidos como materiais que tem a capacidade de se adaptar a estímulos do meio de modo ‘inteligente’. Uma vasta bibliografia em *smart materials* foi compilada por Mackerle (1998) e um panorama mais atual pode ser encontrado em (DROSSEL et al., 2015). Sendo assim, o uso de materiais piezelétricos em sensores e

atuadores é de relevância primária no controle de vibrações mecânicas, extensivamente difundido na literatura nas últimas décadas. Seja explorando o efeito piezelétrico direto, inverso ou mesmo utilizando-se de um único transdutor como um par sensor/atuador co-localizado, há diversos exemplos de controle ativo reportadas em diversos ramos da engenharia (PREUMONT, 2006).

Piezeletricidade é a capacidade de um material gerar tensão elétrica a partir de uma deformação mecânica (efeito direto) e vice-versa (efeito inverso). Tal comportamento é vantajoso no campo de controle de vibrações por possibilitar diversas formas de aproximação e atuação, controle passivo, semiativo, ativo; sobre o problema. A utilização dos materiais inteligentes incorporado aos metamateriais pode resultar em melhorias com a adição de novas funcionalidades, como regeneração de energia, durante o projeto das células unitárias (GIORGIO et al., 2015; SUGINO; ERTURK, 2018).

As soluções associadas a exploração do efeito piezoelétrico são o *harvesting* (LI et al., 2016; WILLIAMS; YATES, 1996; ERTURK, 2009; SANTOS, 2008; SANTOS, 2012; ZHANG et al., 2015; AGUIAR et al., 2018), buscando a geração de energia elétrica a partir da energia mecânica de um sistema hospedeiro, com a consequente, e muitas vezes desejável, redução dos níveis de vibração, e circuitos *shunt* (CORREA DE GODOY, 2008; ZIENTEK; GARDONIO; DAL BO, 2018; SUGINO et al., 2016a), onde utiliza-se de conversão de energia para redução de amplitude de vibração pela utilização de circuitos elétricos ressonantes. Em trabalhos recentes, destaca-se a utilização destes circuitos para o controle multimodal (LOSSOUARN; DEÛ; AUCEJO, 2015).

Esses dois grandes grupos de soluções (metamateriais e materiais inteligentes), para o problema de vibração e ruído em sistemas mecânicos, se consolidam como estado da arte. Contudo, a solução híbrida, os chamados *smart metamaterials*, apenas recentemente começou a ser explorada para aplicação de controle vibro-acústico (GIORGIO et al., 2015; NOUH; ALDRAIHEM; BAZ, 2016; ZHANG et al., 2015; HU et al., 2016), contemplando-se um novo horizonte de possibilidades para pesquisa e desenvolvimento. Com tal panorama, seria possível utilizar a versatilidade dos elementos piezelétricos no contexto de estruturas periódicas, o que conferiria propriedades únicas a estas soluções híbridas, mais versáteis que cada uma das abordagens individuais.

1.3 Objetivos

O objetivo deste trabalho é estudar a viabilidade de soluções do tipo *smart metamaterial* baseado na utilização de múltiplos ressonadores distribuídos ao longo da estrutura, em padrão periódico ou não, para a criação de *band gap* combinado à discos piezelétricos, em estratégia de controle passivo (*shunt damping*) para atenuação dos picos de borda resultantes da zona proibida criada pela ação ressonante mecânica.

De acordo com justificativa posta, alguns objetivos específicos deste trabalho podem ser delineados:

- Avaliar configurações mecânicas e de circuitos eletrônicos para ressonadores piezelétricos, com intuito de aplicá-las como células unitárias de metamateriais. Estas células combinam estruturas flexíveis, materiais piezelétricos e circuitos dissipativos;
- Validar resultados dos modelos de resposta da célula unitária, bem como da integração de múltiplas células unitárias em uma estrutura hospedeira, através de verificação experimental;
- Verificar a viabilidade e ganho de desempenho em metamateriais com o uso de materiais inteligentes no controle de vibrações estruturais.

As próximas sessões descrevem tais objetivos de forma mais detalhada, bem como os materiais e métodos necessários para atingi-los.

1.4 Estrutura do trabalho

O [Capítulo 2](#) apresenta o problema a ser abordado como estudo de caso, bem como são feitas discussões sobre possíveis escolhas para o trabalho em conjunto com a revisão teórica e o desenvolvimento das ferramentas necessárias para a solução do problema proposto.

O [Capítulo 3](#) é constituído em duas partes, as de validação e o estudo de caso. As seções [3.1](#) e [3.2](#) estão as discussões dos sobre a validações dos modelos mecânicos e acoplamentos multifísicos. A [seção 3.3](#) traz a discussão do projeto da célula unitária desde a identificação do problema, passando pela modelagem e simulação, confecção da estrutura mecânica, dimensionamento de circuitos e validação. Por último, a [seção 3.4](#) traz o estudo de caso onde são aplicados os métodos discutidos ao longo do trabalho.

O [Capítulo 4](#) sumariza os conhecimentos obtidos, bem como propõe direcionamentos para desenvolvimento da pesquisa e expõe as conclusões deste trabalho.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo descreve os materiais e métodos utilizados no desenvolvimento deste trabalho, incluindo o conceito sob estudo, a modelagem da estrutura fabricada por processo de adição (impressão 3D), a modelagem multifísica pra inclusão do elemento piezelétrico e do circuito *shunt*, o modelo da célula unitária e da inserção de um conjunto periódico das mesmas numa estrutura hospedeira.

2.1 Conceito para estudo de caso

Propôs-se para estudo de caso a atenuação de vibração em uma viga metálica prismática bi-engastada com ressonadores eletromecânicos com discos piezelétricos embutidos para acréscimo de desempenho, veja Fig. 1. Dada esta proposta, este Capítulo seguirá com as discussões pertinentes sobre modelo e projeto da (meta)estrutura

Figura 1: Proposta para estudo de caso: (a) estrutura hospedeira e (b) adição subsequente de células unitárias em um padrão periódico

A confecção do metamaterial localmente ressonante originou-se da utilização de ressonadores poliméricos (ABS), obtidos via impressão 3D pelo *Fused Deposition Method* (FDM - na sigla em inglês para deposição de filamento fundido), combinados com discos piezelétricos ligados a circuitos *shunt* para aplicação numa estrutura hospedeira tipo viga bi-engastada. Este tipo de estrutura foi selecionada devido a trivialidade da modelagem e comportamento dinâmico amplamente difundido na literatura, além de possuir simetria em torno do ponto central, de forma a permitir a comparação direta entre as amplitudes de pontos espelhados.

Buscando versatilidade para a confecção de geometria de células, optou-se pela utilização da técnica de impressão 3D conhecida por FDM de modo a se obter alta produtividade e repetibilidade do processo fabricação, inclusive para geometrias complexas.

Complementa-se a menor densidade dos plásticos frente aos materiais convencionais à engenharia, como o aço e o alumínio, compondo uma vantagem em termos de restrição mássica que é comum para projetos desta natureza. Contudo, deve-se atentar para algumas particularidades da técnica, como a direção de impressão que influencia diretamente a rigidez da peça e, por consequência, altera as características dinâmicas esperadas e definidas no projeto, e a espessura da camada que limita a confecção de rasgos e cavidades de pequenas dimensões impondo restrições geométricas ao projeto.

Discos piezelétricos combinados aos ressonadores visam um acréscimo de desempenho na aplicação dos metamateriais (RODRIGUES; DE OLIVEIRA, 2019). Entretanto, há dificuldades de se descrever tal comportamento uma vez que sistemas acoplados são penosos em seu equacionamento, de modo que é necessário adaptar as formulações existentes para a aplicação neste trabalho. Além disso, o material cerâmico utilizado não possui procedência conhecida, tornando o processo de modelagem ainda mais trabalhoso¹.

O sistema elétrico utilizado para o *shunt* ressonante é um conjunto indutor-capacitor (LC) que possui a característica de oscilador elétrico. Contudo, o efeito capacitivo encontrado nos discos exige que a indutância necessária para uma aplicação em sistema mecânico seja elevada e fora dos padrões comerciais de indutores passivos (limitados à $1\mu\text{H}$). De maneira a contornar tal problema, propõe-se utilizar de indutâncias sintéticas (circuitos ativos) solucionando o desafio de alcançar altas indutâncias, porém trazendo novos desafios como dimensionamento do circuito e a busca para formas de alimentação.

A partir desta discussão, seguiu-se para a criteriosa confecção e avaliação dos modelos iniciando com as considerações para peças criadas por FDM, abordando em sequência as considerações multifísicas devido ao acoplamento eletromecânico da cerâmica piezelétrica. Vale mencionar a busca de modularidade na descrição matemática entre as partes, estrutura hospedeira e ressonadores, e entre os domínios, (RODRIGUES; DA SILVA; DE OLIVEIRA, 2019). Por fim, com o conhecimento obtido, foram detalhados o projeto mecânico e elétrico das células ressonantes do metamaterial periódico.

2.2 Modelagem de estruturas fabricadas por FDM

Segundo a literatura, o comportamento mecânico das peças obtidas através do processo de FDM é descrito como anisotrópico linear ² (LOVO; FORTULAN, 2016). Segundo os dados do fabricante do filamento³, vide Tab. 1, o material impresso exibe isotropia planar, ou seja, não possui direção preferencial de carregamento paralelamente aos planos de impressão e menor rigidez para cargas que promovam o descolamento de

¹ Não foram encontrados dados sobre o material tampouco sobre o fabricante dos discos utilizados neste trabalho. Maiores detalhes serão fornecidos no [Capítulo 3](#)

² Alguns autores também consideram a análise de projeto robusto devido a variabilidades no processo (BELI; ARRUDA, 2016).

³ [Apêndice A](#)

camadas. Vale mencionar que para as direções XZ, direção de construção paralela a largura do corpo (*On-edge*), e XY, direção de construção paralela a altura do corpo (*Flat*), a resistência em flexão é mantida, pois as fibras estão dispostas e solicitadas de maneiras semelhantes.

Tabela 1: Parâmetros mecânicos simplificados do filamento nas direções XZ (camadas de impressão alinhadas com o comprimento do corpo) e ZX (camadas transversais ao comprimento do corpo)

	XZ	ZX
Módulo de Young	2,2MPa	-*
Rigidez em flexão	2,1MPa	1,65MPa

*Dado não fornecido pelo fabricante. Veja [Apêndice A](#) para a representação detalhada das direções de impressão.

Fonte: strataSYS

Com a aplicação de cargas que exijam somente a tração ou compressão das fibras nas camadas do *infill* é possível satisfazer as hipóteses para uma viga de Euler-Bernoulli (BEER; JOHNSTON, 1982), a Fig. 2 compara diferentes direções de *infill*. Essa observação é de fundamental importância, pois promove uma simplificação no grau de complexidade do modelo ao reduzir o problema anisotrópico para isotrópico.

Figura 2: Comportamento de material impresso por FDM sob carregamentos em diferentes direções

Para uma viga em vibração transversal escrevem-se os termos de energia potencial, U , e cinética, T , para o princípio de Hamilton:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L YI w''^2 dx, \quad (2.1)$$

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A_t \dot{w}^2 dx, \quad (2.2)$$

onde w se refere ao deslocamento transversal da viga, YI representa a rigidez flexional, ρ a densidade e A_t a área da seção transversal (*c.f.* 3). O operador $'$, denota a derivada em relação ao espaço e o $\dot{}$, a derivada temporal. A solução numérica das integrais possibilita simplificar ao modelo de parâmetros concentrados, resultando em:

Figura 3: Descrição das variáveis utilizadas na discretização do modelo mecânico

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \frac{L}{n} YI \left(\frac{x_i - 2x_{i+1} + x_{i+2}}{\frac{L}{n}} \right)^2, \quad (2.3)$$

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \rho A_t \frac{L}{n} \dot{x}_i^2. \quad (2.4)$$

Analisando-se a Eq. 2.3, é possível verificar uma analogia direta à energia potencial elástica de uma mola, assim, é possível descrever o parâmetro de rigidez concentrada para uma viga. De maneira semelhante, e a Eq. 2.4 descreve o parâmetro de massa concentrada, por analogia com a forma padrão de energia cinética. Dessa forma, as matrizes elementares podem ser escritas na forma:

$$\mathbf{K} = \frac{n^3 YI}{L^3} \begin{pmatrix} 6 & -4 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ & 6 & -4 & 1 & 0 & \\ & & 6 & -4 & 1 & \ddots \\ & & & 6 & \ddots & \ddots \\ & & & & \ddots & -4 & 1 & 0 \\ & & & & & 6 & -4 & 1 \\ & & & & & & 5 & -2 \\ sim. & & & & & & & 1 \end{pmatrix}, \quad (2.5)$$

$$\mathbf{M} = \frac{\rho A_t L}{n} \begin{pmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ & 1 & 0 & \vdots \\ & & \ddots & \ddots \\ & & & 1 & 0 \\ sim. & & & & 0,5 \end{pmatrix}. \quad (2.6)$$

Pontua-se aqui a possibilidade de utilizar o Método dos Elementos Finitos (MEF) para auxílio e conferência das respostas mecânicas. Dada a vasta bibliografia existente sobre o MEF, este trabalho se abstém de explicitar as deduções dos parâmetros mecânicos elementares bem como o funcionamento e confecção das matrizes globais. Assim, prossegue-se com a declaração dos parâmetros elementares de massa e rigidez para um elemento de viga em flexão, respectivamente [Craig \(1981\)](#):

$$\mathbf{K}_{el} = \frac{YI}{l^3} \begin{pmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{pmatrix}, \quad (2.7)$$

$$\mathbf{M}_{el} = \frac{\rho A_t l}{420} \begin{pmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{pmatrix}. \quad (2.8)$$

Por fim, diferentes formulações de amortecimento podem ser utilizadas, como o proporcional e o modal por ambos manterem a característica de modos reais. Optou-se pelo modal devido à praticidade e versatilidade. Deste modo, a matriz de estados mecânicos resulta em:

$$\mathbf{A}_m = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\omega_m^2 & -\mathbf{\Lambda}_m \end{bmatrix}, \quad (2.9)$$

onde ω_m^2 são as frequências de ressonância ao quadrado, $\mathbf{\Lambda}_m$ o termo de amortecimento e $\mathbf{I}$ a matriz identidade. Para a validação destes modelos, testes dinâmicos com corpos de prova foram realizados, como descrito na [seção 3.1](#).

2.3 Modelagem Multifísica

A integração dos domínios elétrico e mecânico é crucial para a compreensão e modelagem de materiais piezelétricos. Estes materiais exibem comportamento de fonte elétrica pela transdução de solicitação mecânica (efeito direto) e vice-versa (efeito inverso). Devido à forma construtiva destes materiais, há o surgimento de um efeito capacitivo intrínseco à pastilha piezelétrica. A Figura 4 demonstra para o domínio elétrico as configurações de modelagem de materiais piezelétricos em efeito direto. A partir da formulação geral para piezeletricidade ([IEEE, 1988](#)), escreve-se:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{S} \\ \mathbf{D} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{s}^E & \mathbf{d}^t \\ \mathbf{d} & \epsilon^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{T} \\ \mathbf{E} \end{Bmatrix}, \quad (2.10)$$

Figura 4: O modelo de Thèvenin (a) utiliza-se de uma fonte de tensão com um capacitor em série, já Norton (b) utiliza-se de uma fonte de corrente com uma capacitância em paralelo a carga.

onde S , T e s são as grandezas mecânicas deformação, tensão e flexibilidade⁴, respectivamente, D , E e ϵ são as grandezas elétricas de deslocamento, campo e constante dielétrica. d representa a constante de acoplamento eletromecânico. Os superescritos referem-se as propriedades desacopladas avaliadas a valores constantes⁵.

Para uma cerâmica piezelétrica em modo de viga prismática submetida a vibrações transversais é possível reduzir o sistema matricial para as equações acopladas:

$$\begin{Bmatrix} S_1 \\ D_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & d_{31}^t \\ d_{31} & \epsilon_{33}^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_1 \\ E_3 \end{Bmatrix}. \quad (2.11)$$

As equações acopladas podem ser desmembradas nas formas:

$$S_1 = T_1 s_{11}^E + E_3 d_{31}, \quad (2.12)$$

$$D_3 = T_1 d_{31} + E_3 \epsilon_{33}^T. \quad (2.13)$$

A equação 2.12 refere-se ao modo atuador, enquanto que a Eq. 2.13 ao modo sensor. A partir dessas equações é possível descrever as respostas mecânica e elétrica do sistema acoplado como proposto por Erturk e Inman (2008) (maiores detalhamentos sobre o equacionamento estão descritos no Apêndice A). Escreve-se para uma viga unimorfa com base na Eq. 2.12 o momento interno considerando-se o acoplamento eletromecânico:

$$M = -Y_1^s b^s \frac{(h_b^3 - h_a^3)}{3} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - Y_{11}^E b^p \frac{(h_c^3 - h_b^3)}{3} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{Y_{11}^E V b d_{31}}{h^p} \frac{(h_c^2 - h_b^2)}{2}. \quad (2.14)$$

⁴ A flexibilidade ou *compliance* é o inverso da rigidez Y

⁵ Conforme padronização IEEE (1988)

Os dois primeiros termos do lado direito da equação 2.14 estão relacionados as rigidezes flexionais dos corpos da estrutura e do elemento piezelétrico, respectivamente. Já o terceiro termo, relaciona a tensão nos eletrodos com o domínio mecânico, assim, pode-se escrever o acoplamento eletromecânico, ν , como:

$$\nu = Y_{11}^E b d_{31} h_n. \quad (2.15)$$

O termo h_n refere-se a distância entre a linha neutra do elemento piezelétrico e da estrutura (*c.f.* Fig. 5). Pontua-se aqui que caso $h^s \gg h^p$ é possível aproximar $h_n = h^s/2$.

Figura 5: Variáveis do elemento discretizado para modelagem eletromecânica

Com a segmentação dos eletrodos, é possível discretizar o problema de modo a escrever o vetor de acoplamento eletromecânico para o sistema como:

$$\mathbf{A}_\nu = \begin{bmatrix} 0 & \nu & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}^t. \quad (2.16)$$

A utilização do *shunt damping* é um método comum, em que se busca a redução das vibrações por introdução de amortecimento ao sistema mecânico com a utilização de um sistema elétrico, *e.g.* circuito ressonante indutivo-capacitivo, veja Fig. 6, em consonância com a ressonância mecânica. O elemento piezelétrico naturalmente exibe comportamento capacitivo, sendo este dependente da constante dielétrica do material, ϵ_{33}^S , e sua geometria com seu valor teórico definido como:

$$C_p = \epsilon_{33}^S \frac{A_n^p}{h^p}. \quad (2.17)$$

Para o domínio elétrico escreve-se:

$$i_C + i_Z - i_\nu = 0, \quad (2.18)$$

substituindo os valores de corrente para o capacitor e para a fonte e rearranjando os termos

$$C_p \dot{V} + i_Z = \nu \dot{x}. \quad (2.19)$$

Figura 6: Diagrama elétrico para descrição do equacionamento do circuito com elemento piezelétrico.

Os termos do lado esquerdo se referem aos termos elétricos, capacitância e carga, enquanto ao lado direito fica o comportamento de fonte devido ao acoplamento eletromecânico. A corrente no ramo da carga com impedância indutiva é escrita como:

$$i_L = \frac{1}{L} \int V dt. \quad (2.20)$$

Escrevendo

$$U = \int V dt, \quad (2.21)$$

e substituindo 2.20 e 2.21 em 2.19,

$$\frac{1}{L}U + C_p\ddot{U} - \nu\dot{x} = 0. \quad (2.22)$$

Portanto, para o sistema elétrico ressonante em espaço de estados escreve-se⁶:

$$\mathbf{A_e} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\omega_e^2 & -\mathbf{\Lambda_e} \end{bmatrix}, \quad (2.23)$$

onde ω_e^2 são as frequências de ressonâncias elétricas ao quadrado, $\mathbf{\Lambda_e}$ o termo de amortecimento relacionado as resistências.

A partir das Eqs. 2.9, 2.16 e 2.23 escreve-se a matriz de estados, $\mathbf{A}$, para um sistema acoplado

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A_m} & \mathbf{A_\nu} \\ \mathbf{A_\nu^t} & \mathbf{A_e} \end{bmatrix}, \quad (2.24)$$

onde o subscritos $\mathbf{m}$ e $\mathbf{e}$ se referem aos domínios mecânico e elétrico, respectivamente, e ν ao acoplamento.

⁶ No caso de uma carga puramente resistiva, o sistema é reduzido apenas ao termo $\mathbf{\Lambda_e}$

A equação de estados resultante para este sistema com apenas entradas no domínio mecânico é dada por:

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\mathbf{x}} \\ \dot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\mathbf{U}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} & 0 & 0 \\ -\omega_m^2 & -\mathbf{\Lambda}_m & 0 & \mathbf{a}_\nu \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{I} \\ 0 & \mathbf{a}_\nu^t & -\omega_e^2 & -\mathbf{\Lambda}_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{U} \\ \dot{\mathbf{U}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{\mathbf{M}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{F}. \quad (2.25)$$

Com isso, conclui-se a base teórica para o equacionamento duma estrutura com acoplamento eletromecânico.

2.4 Metamaterial Periódico Local Ressonante

Seguindo para o projeto das células ressonantes, definem-se as considerações limitantes do projeto, no domínio mecânico, há a limitação geométrica onde a célula necessita ter, no mínimo, a dimensão que abriga o disco piezelétrico e a limitação da adição de massa na estrutura. Como é de conhecimento amplo na literatura (INMAN, 1994; RODRIGUES; DA SILVA; DE OLIVEIRA, 2019), o acréscimo de massa do ressonador aumenta a absorção de vibração da estrutura hospedeira ao custo da adição de peso, logo, existe um compromisso onde é comum que a zona de trabalho se situe entre 5 e 25% de razão mássica (INMAN, 1994).

Como descreve a Eq. 2.26, a ressonância elétrica é inversamente proporcional a raiz quadrada dos valores de capacitância e indutância do circuito, com o fator capacitivo intrínseco à cerâmica piezelétrica sendo dependente da geometria e do material, vide Eq. 2.17, situado na ordem das dezenas de nF (os valores estarão descritos com maior rigor na seção de resultados), e a frequência objetivo do sistema mecânico está nas centenas Hz, logo, estima-se com a Eq. 2.26 que a indutância necessária situa-se acima da zona comercial dos indutores convencionais, 1μH. Portanto, se faz necessário a utilização de indutâncias sintéticas.

$$f = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \quad (2.26)$$

Segundo Moheimani e Fleming (2006), o princípio de funcionamento de um indutor sintético baseia-se no conceito do *gyrator*, veja Fig. 7, e pode ser equacionado⁷ conforme a Eq. 2.27.

$$L = \frac{R_1 R_3 R_5}{R_2} C_4 \quad (2.27)$$

⁷ O Apêndice B demonstra com maior detalhamento o equacionamento e demais discussões sobre parâmetros do indutor sintético.

Figura 7: Diagrama do circuito da indutância sintética.

Fonte: adaptado de [Moheimani e Fleming \(2006\)](#)

Há algumas considerações que devem ser levadas em conta quanto à utilização dos amplificadores operacionais (Amp. Ops.). A saturação do Amp. Op. causa efeitos indesejáveis no comportamento da indutância sintética, como distorções de onda, saturação de resposta e introdução de harmônicos. Tais comportamentos não são aceitáveis para a aplicação. De modo a minimizar a ocorrência desses fenômenos é necessário examinar as tensões e correntes elétricas de saída dos amplificadores de modo a minimizar seus valores. Para isso, escreve-se para a tensão de saída do primeiro Amp. Op.:

$$V_{out}^{OA1} = V_{in} + \frac{(V_{in} - V_{out})}{R_5 C_4}. \quad (2.28)$$

De modo semelhante, é possível descrever a tensão de saída do segundo Amp. Op.:

$$V_{out}^{OA2} = V_{in} + \frac{R_2}{R_3} (V_{out}^{OA1} - V_{in}). \quad (2.29)$$

De acordo com a Equação 2.28, é possível minimizar a tensão de saída do primeiro Amp. Op. com o aumento do valor do capacitor C_4 e do resistor R_5 . Capacitores não polarizados comercialmente disponíveis estão restritos a $1 \mu\text{F}$ e ainda tem alto custo comparado aos resistores, por este motivo é necessário que R_5 tenha um valor elevado para a redução da tensão de saída. Analisando a Eq. 2.29, é possível notar que a utilização do mesmo valor de resistências em R_2 e R_3 garante que as tensões de saídas dos Amp. Ops. sejam iguais, uma vantagem de projeto, pois é possível garantir que ambos amplificadores estarão em regime de funcionamento ideal apenas com a checagem de apenas um dos Amp. Ops.

Devido a variabilidade no valor de capacitância dos discos piezelétricos, das tolerâncias dos componentes⁸ da indutância sintética e da sensibilidade quanto a frequência de

⁸ Idealmente, os componentes utilizados deveriam ser de precisão com tolerâncias inferiores a 1%. Contudo, tais componentes são extremamente mais caros que os de uso comum.

ressonância elétrica, foi adicionado um par de *trimpots* em série em R_1 para sintonia fina no valor da indutância. Como demonstram as Eqs. 2.28 e 2.29, R_1 não está comprometido com a saturação da saída dos Amp. Ops. tornando-se a escolha lógica para permitir a sintonia sem comprometer o funcionamento do circuito.

Dadas às restrições, propõe-se a solução para o ressonador ilustrada na Fig. 8, onde planejam-se dois ressonadores, um mecânico e um elétrico, com o primeiro atuando na criação da banda de rejeição e o segundo atuando nos picos de borda da banda que são característicos e naturalmente emergem com a zona de rejeição.

Figura 8: Conceito mecânico para célula unitária baseado na utilização do primeiro modo flexional combinado com acoplamento eletromecânico.

Para o projeto deste ressonador, parte-se do conhecimento obtido durante as etapas de modelagem combinado com o software comercial de Elementos Finitos, COMSOL. Isto foi necessário para a verificação de eventuais modos torcionais devidos à geometria do ressonador que não podem ser previstos pela modelagem proposta. Além disso, o uso de FEM resulta numa metodologia geral para estudos similares que envolvam conceitos estruturais de geometria mais complexa.

Os ressonadores foram dispostos sobre a estrutura, ilustrada na Fig. 9, em ambas as laterais da viga e foram realizados estudos para verificar a evolução da banda de parada devido ao acréscimo dos pares ressonantes, bem como a influência da adição do circuito *shunt*. Maiores detalhamentos sobre a montagem experimental serão feitos no Capítulo 3 e em suas respectivas seções.

Figura 9: Montagem em bi-engaste para viga com entrada de força próximo a uma extremidade via *shaker* eletrodinâmico.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Validação de modelos FDM

Para a validação das estruturas criadas a partir do FDM, foram fabricadas duas vigas prismáticas com as propriedades de acordo com a Tab. 2. De modo a minimizar as incertezas e divergências entre estes corpos, ambas foram confeccionadas durante o mesmo ciclo de impressão, sob os mesmos parâmetros, em posição *flat*, sendo diferença entre elas a direção no *infill* onde uma possui o comprimento paralelo ao eixo x, com os filamentos internos à $+45^\circ/-45^\circ$ ("X"), e outra rotacionada em 45° com os filamentos do *infill* paralelos às dimensões de comprimento e largura ("+") como ilustra a Fig. 10.

Tabela 2: Parâmetros do corpo de prova impressos em direção XY

	w(mm)	L(mm)	L_{ef}^* (mm)	e(mm)	m(g)
"X"	30	180	127	5	26
"+"	30	180	127	5	22

*Comprimento efetivo utilizado para teste

Figura 10: Direções de impressão do *infill*, à esquerda filamentos cruzados na camada e à direita concordantes.

O teste realizado por excitação de base em uma viga (veja Tab. 2) com a utilização de mordentes, simulando uma condição de engaste, conectado a um transdutor de força, 208C02 da PCB Piezotronics, para medições de referência de entrada pela excitação do *shaker*, K2007E01 da Modal Shop. Foram tomadas também medidas de aceleração de base com um acelerômetro (352A24 da PCB Piezotronics) para checagem dos dados, estes não serão dispostos neste trabalho por redundância de informação. A velocidade de ponta foi aferida com a utilização de um vibrômetro laser (LDV), conjunto CLV-700/800/1000 da Polytec, visto que esta técnica não interfere no sistema mecânico com o acréscimo local de massa e rigidez os quais podem alterar a resposta esperada. Os dados foram adquiridos

por uma unidade LMS SCADAS em conjunto com o LMS TestLab e exportadas para análise e pós processamento em MATLAB. A Fig. 11 ilustra a montagem¹ experimental.

Figura 11: Montagem de vigas para a estudo e validação das propriedades dinâmicas de peças fabricadas por FDM com entrada de força na base e medição das respostas em frequência da velocidade de ponta (Mobilidade) e aceleração de base (massa aparente).

A figura 12 exibe a comparação entre os valores medidos (linhas vazadas), e os modelos (linhas cheias). Observa-se boa coerência entre os dados, validando as hipóteses de isotropia planar e de material uniforme e homogêneo, as hipóteses mais fortes adotadas neste processo de modelagem.

Sendo assim, aceita-se a isotropia planar, uma vez que não é observável uma divergência significativa entre as respostas dos corpos de prova que indicaria direção preferencial de rigidez. Há um salto na resposta em torno dos 40Hz que está associada ao sistema de engaste. Quanto aos modelos, há alguma precisão para a parte inferior da janela, de 20 a 400Hz, onde se situa o primeiro modo estrutural, porém não exibem a mesma acurácia acima de 400Hz onde há uma significativa divergência entre os modelos. Para a consideração de material uniforme e homogêneo deve-se lembrar que o processo de FDM não cria seções constantes e contínuas, bem como é possível controlar a quantidade de material a ser utilizada no interior da peça. Assim, com o resultado obtido, validam-se estas hipóteses e sugere-se que os parâmetros mecânicos estão fortemente relacionados entre si, de forma que uma redução de massa implicará em uma proporcional redução na rigidez.

¹ Mais detalhes sobre os equipamentos utilizados estão disponíveis na seção de Anexos (C-F)

Figura 12: Função de Resposta em Frequência (Mobilidade) para entrada de força na base e resposta na ponta livre de vigas: experimental (linhas vazadas) e numérico (linhas cheias)

Pontua-se aqui uma ligeira distorção de forma, empenamento longitudinal, das vigas devida a retração térmica do material ao final do processo de FDM. Tal fenômeno não se mostrou tão relevante na resposta e sua influência pode ser simplesmente desprezada.

3.2 Validação eletromecânica

Utilizando-se das mesmas vigas e montagem do ensaio anterior prosseguiu-se para a validação do sistema eletromecânico com a adição de um disco piezelétrico na extremidade engastada, veja Fig. 13. Foram tomadas as medições descritas anteriormente e foi adicionada a medição de tensão elétrica entre os eletrodos para os casos de circuito aberto, resistivo e indutivo. O caso de curto circuito entre os eletrodos também foi avaliado e, por motivos óbvios, não foram realizadas as medições elétricas. Optou-se por manter os comprimentos das vigas entre os experimentos para a averiguação dos parâmetros mecânicos. Bem como, foi utilizado um indutor passivo de 166,96H, também ilustrado na Fig. 13.

Como descrito na seção 2.2, é assumida como hipótese seção constante da viga para os cálculos dos valores elementares dos modelos de parâmetros concentrados. Contudo, nota-se que esta consideração é violada pela adição do disco na base do engaste. De modo simplificar a avaliação, admite-se uma homogenização das propriedades do disco num modelo plano que desconsidera a forma circular e aplica valores equivalentes. Assim, segmenta-se a viga em duas regiões, onde a primeira é caracterizada pela adição da pastilha e a segunda mantém as características normais da viga e a condição de conexão entre estas ocorre por um elemento de rigidez.

Figura 13: Testes por excitação de base, via *shaker* para validação de parâmetros eletromecânicos dos modelos.

A seguir, mostram-se os resultados mecânicos, velocidade da extremidade livre, para o problema acoplado em diferentes configurações elétricas para os corpos "x" e "+", Fig. 14(a) e Fig. 14(b) respectivamente, e a validação dos modelos em parâmetros concentrados (linha tracejada), MEF (linha pontilhada) e as medições experimentais na condição de curto circuito (linhas cheias), Fig. 14(c), e demais configurações, Fig. 14(d).

Como ilustram as Figs. 14(a) e 14(b), não há atuação significativa dos discos piezelétricos nas estruturas onde observa-se um baixo acoplamento eletromecânico que pode ser constatado pela avaliação das respostas em circuito curto circuito (CC) e circuito aberto (OC) serem idênticas. Devido ao baixo acoplamento exibido, o circuito *shunt* ressonante (LC) não foi capaz de criar uma zona de atenuação, tampouco o circuito resistivo (RC) foi capaz de introduzir amortecimento ao sistema. Além disso, percebe-se uma influência do mecanismo de engaste na resposta pela existência dos picos abaixo dos 50Hz. Os valores inferiores a 20Hz foram descartados devido o ruído e a imprecisão do *shaker* para caracterizar fielmente esta região

A figura 14(c) confronta as medições experimentais e os modelos em condição de curto circuito. Neste gráfico pode-se observar uma boa coerência nos valores do primeiro modo com o modelo de elementos finitos (FEM) obtendo melhor aproximação do que o modelo de parâmetros concentrados (MPC).

A figura 14(d) os modelos estão dispostos com as diferentes configurações mecânicas. Para os MPC, os efeitos elétricos não possuem atuação significativa no domínio mecânico.

Figura 14: Mobilidade da extremidade livre para diferentes configurações elétricas nos corpos "x"(a) e "+"(b) bem como a validação em curto circuito (c) para avaliação dos parâmetros mecânicos utilizados nos modelos e as respostas dos modelos a diferentes configurações elétricas (d).

Portanto, sob as condições testadas, o modelo reproduziu as condições observadas em teste. O FEM reflete um maior acoplamento eletromecânico, logo ele exibe uma atenuação em 68Hz, a ressonância do sistema elétrico, em banda muito estreita, resistência elétrica desprezível. De modo geral, ambos os modelos mantiveram as características de pouco desvio entre arranjos elétricos, evidenciando um baixo acoplamento das pastilhas para o caso estudado.

Os modelos exibem altos ângulos de fase pela localização da entrada, base engastada, e ponto de medição, extremidade livre, assim como o experimental. Contudo, o processamento de dados do sistema de aquisição mantém os resultados em fase contida entre -180° e 180° .

Seguindo com as respostas elétricas experimentais, em linha cheia, estão dispostas as condições de circuito resistivo (RC), Fig. 15(a), aberto (OC), Fig. 15(b), e *shunt* ressonante (LC), Fig. 15(c), bem como os modelos, em linhas vazadas, nas respectivas configurações testadas.

A resposta elétrica com circuito resistivo, Fig. 15(a), exibe o comportamento de sensor do disco piezelétrico associado a um resistor de 1 k Ω . Não houve divergência significativa entre as vigas na janela analisada, a não ser pela localização da antirressonância e das alterações devido ao mecanismo de engaste. O FEM obteve boa aproximação para a frequência do primeiro modo e ainda estimou com algum sucesso a região da antirressonância porém, superestimou a amplitude do primeiro modo e não possui confiabilidade na previsão para o segundo modo. Por outro lado, o MPC apresentou boa convergência com os resultados experimentais para o primeiro modo. Contudo, não possui uma boa aproximação para a antirressonância, subestimando a frequência e a amplitude, nem para o segundo modo, superestimando tanto frequência e amplitude.

Para a simulação de circuito aberto, Fig. 15(b), foi considerada uma resistência de 1 M Ω para simular a impedância do sistema de aquisição. Portanto, os resultados dos modelos se comportaram de forma semelhante à montagem de circuito resistivo. Observa-se um acréscimo nos valores de tensão em 30 vezes para as respostas, bem como uma melhora na previsão do segundo modo por ambos modelos, destacando-se a aproximação do FEM. Nota-se um comportamento anômalo para a viga '+' na primeira ressonância, onde uma ligeira atenuação é verificada. A causa mais provável é a existência de propriedades parasitas em algum ponto da montagem que contribuiu para a distorção desta medida.

Prosseguindo para o circuito indutivo ressonante, Fig. 15(c), observa-se um acréscimo nos valores de tensão em 10 vezes, bem como a adição de um pico nos modelos que corresponde a ressonância do sistema elétrico. Contudo, para as medições experimentais, observa-se um vale nas vizinhanças. Novamente, características parasitas na montagem são a causa da divergência entre as respostas. Para o primeiro modo mecânico, há uma boa aproximação pelo FEM, com concordância entre amplitude e frequência, e uma apro-

Figura 15: Respostas elétricas obtidas a partir dos ensaios com vigas engastadas (linhas cheias) e modelos propostos (linhas vazadas) em configuração elétrica de circuito resistivo (a), aberto (b), e indutivo (c).

ximação razoável do MPC com boa precisão da frequência e subestimação da amplitude. Como visto no caso resistivo, o MPC diverge para a antirressonância enquanto o FEM possui boa estimativa e ambos falham na previsão do segundo modo.

3.3 Projeto da Célula Unitária

Baseado no conceito bi-ressonante é proposto a célula ilustrada Fig. 16. Onde a parte mecânica atua em flexão com massa concentrada na extremidade livre para ajuste da frequência ressonante. De modo a maximizar o efeito do piezelétrico, opta-se por manter as dimensões da estrutura plástica próximas do disco.

Figura 16: Geometria proposta para o projeto dos ressonadores.

3.3.1 Validação numérica

Para a determinação da frequência alvo, se faz necessária a caracterização da estrutura hospedeira. Para isso, foi realizado uma análise modal da viga bi-engastada, vide Fig. 17. Para este experimento, foi utilizado uma barra de alumínio com seção uniforme de $1 \times \frac{1}{4}$ " e comprimento efetivo de 600mm segmentados em 11 pontos de medição espaçados em 50mm. Foi aplicada uma entrada de força com a utilização de um *shaker*² no ponto 2 (P2), *c.f.* Fig. 17, e foram aferidas as acelerações, nos pontos supramencionados, em pares espelhados em torno do centro da viga, *e.g.* P1 e P11. Optou-se por realizar uma análise modal para a checagem das formas modais que serão de eventual interesse na análise da metaestrutura.

Os resultados obtidos com os testes na estrutura hospedeira estão ilustrados na Fig. 18, comparados com os resultados numéricos dos modelos de parâmetros concentrados e elementos finitos, todos tomados com referencial de força na entrada (P2), veja Fig. 17, e medida de aceleração co-localizada.

A resposta de aceleração foi pós-processada e convertida em velocidade para fins de comparação. Vale mencionar que neste caso os modelos foram ajustados para o segundo modo em 236Hz para futura utilização na simulação da metaestrutura. Com essa adequação, o primeiro modo apresenta subestimação para a frequência de ambos modelos com uma

² Os equipamentos de medição aqui utilizados são iguais os do teste de validação da [seção 3.1](#)

Figura 17: Montagem experimental com os pontos de medição numerados de 1 a 11, da esquerda para direita, espaçados em 50mm.

Figura 18: Mobilidade estrutural comparada entre modelos de elementos finitos (linha pontilhada), de parâmetros concentrados (linha tracejada) e experimental (linha cheia).

aproximação razoável de amplitude pelo FEM e subestimação pelo MPC, bem como o terceiro apresenta superestimação de frequência e subestimação de amplitude. Nota-se uma inflexão na medição experimental em 220Hz causada pelo acoplamento do *shaker* com a estrutura.

Para o projeto, se faz necessário a consideração de adição mássica das células na estrutura. Isto pode ser feito adicionando-se dois terços da massa da célula a estrutura principal de maneira uniforme com a utilização do modelo MPC, Fig. 19(a). Com isso, seguiu-se com o projeto iterativo com o *software* comercial de elementos finitos, COMSOL, para a avaliação dinâmica das células, *c.f* Fig. 19(b). Assim, propõe-se as seguintes dimensões ilustradas na 19(c). Vale mencionar que o posicionamento para a fixação da

Figura 19: Etapas de projeto: Utilização do modelo estrutural da hospedeira (a) para o projeto de célula (b) com a utilização de *software* de elementos finitos, COMSOL, com as dimensões (c)

(a)

(b)

(c)

célula é feita de modo a maximizar a tensão elétrica gerada entre os terminais. Este estudo foi realizado utilizando-se o COMSOL e os resultados estão ilustrados na Fig. 20. Seria natural e intuitivo que a disposição para impressão 3D fosse feita com a maior

Figura 20: Resultados do COMSOL entre a tensão elétrica gerada em função da distância do ponto de engaste ao centro do disco piezelétrico. Um polinômio de 3º grau foi utilizado para calcular o ponto de máximo.

superfície na mesa da impressora. Contudo, a dimensão do rasgo em meia-lua feito para acomodação do disco piezelétrico, inviabiliza a confecção por não ser possível manter a integridade da cavidade sem a utilização de material de suporte, não sendo possível a aplicação deste devido as pequenas dimensões. Além disso, a espessura da base é de crucial importância e deve desviar o mínimo possível de seu valor nominal para não introduzir muita variabilidade no parâmetro mais importante da célula, sua frequência de ressonância. Porém, não é possível assegurar esta dimensão nesta disposição. De modo a contornar estes problemas, a base de impressão foi tomada como uma das laterais da célula, direção XZ, vide 21. Dessa forma, as características mecânicas estão mantidas para o caso flexional, bem como a garantia das dimensões para base e o rasgo.

Concomitantemente com o projeto do ressonador mecânico, o dimensionamento do indutor sintético foi realizado. Como descrito na seção 2.4, é necessário que o sistema elétrico esteja bem sintonizado com a frequência alvo, para isso define-se a janela de atuação do indutor entre 100 e 400 Hz. Esse ajuste é possível com a utilização dos *trim pots*. As indutâncias requeridas para a aplicação podem ser calculadas pela Eq. 2.26 e os parâmetros estão dispostos no Tab. 3. Foi escolhido o TL074 como Amp. Op. para a aplicação por ele operar com até 30V, muito acima dos requerimentos necessários, e possuir 4 Amp. Ops. em um circuito integrado, reduzindo espaço e custos possibilitando a utilização de indutores em uma placa de circuito.

Figura 21: Disposição para impressão: O ressonador está confeccionado em plástico branco e o material de suporte em marrom.

Tabela 3: Parâmetros do indutor sintético

R_1	$5k/500\Omega^1$
R_2	$10k\Omega$
R_3	$10k\Omega$
C_4	$470nF$
R_5	$50k\Omega$
Amp. Op.	TL074CN
L_{min}	0^2
L_{max}	$129,25H$

¹Par de *trimpots* utilizados para ajuste da indutância ²Valor teórico

3.3.2 Validação experimental

Com as peças confeccionadas, veja Fig. 22, parte-se para a validação do comportamento dinâmico das células unitárias, novamente realizando-se um ensaio de vibração por excitação de base (Fig. 23) com referência de aceleração da base e respostas da velocidade de ponta livre com o LDV e tensão entre os eletrodos em circuito aberto e com circuito *shunt*. Com o objetivo de evitar curtos circuitos entre os eletrodos, uma camada de fita isolante foi aplicada nos mordentes.

Os resultados experimentais obtidos para a resposta mecânica em circuito aberto e para *shunt* na ressonância da célula estão dispostos na Fig. 24. Observa-se neste protótipo que a frequência atingida, 220 Hz, é maior que a de projeto, 208 Hz, porém não foi considerado o incremento na rigidez devido a fixação das células. Outro fato notável nesse experimental é o incremento do acoplamento eletromecânico permitindo a atuação do sistema ressonante elétrico, linha pontilhada, com a utilização do indutor sintético para a amortização da amplitude de ressonância com 50% de redução no valor pico.

Figura 22: Componentes confeccionados: Célula unitária (a) e indutor sintético (b).

(a)

(b)

Figura 23: O ensaio realizado para validação de célula unitária por excitação de base com verificação de Mobilidade de ponta com e sem atuação do *shunt*

3.4 Metaestrutura

Com o modelo da estrutura validado, torna-se possível a simulação do comportamento da estrutura completa. Para isto, optou-se pelo modelo de parâmetros concentrados, devido ao melhor ajuste na validação com a estrutura. A Fig. 25 mostra as funções de resposta em frequência (mobilidade) da estrutura hospedeira, bem como a contribuição da adição de massa na estrutura, a contribuição dos ressonadores mecânicos e a adição da característica elétrica.

Nesta simulação, foram considerados a utilização de 11 pares de ressonadores mecânicos, como se propõe no experimental, resultando em uma zona de rejeição de 75Hz em torno do segundo modo, bem como deslocamentos nas frequências do primeiro e terceiro modos devido à variação dos parâmetros mecânicos. Como esperado, a redução

Figura 24: Função de Resposta em Frequência da extremidade livre (Mobilidade), para a célula em regime de circuito aberto (linha cheia) para validação do sistema mecânico e com atuação do indutor sintético (linha tracejada) para verificação do acoplamento eletromecânico.

de frequência para o primeiro modo foi menor que a predita pelo acréscimo de massa. Contudo, para o terceiro modo houve um aumento na frequência que aparenta estar ligado à rigidez adicionada a estrutura pelas células. Com a adição dos ressonadores elétricos em padrão "AB", onde as células "A" estão eletricamente afinadas para o pico de menor frequência e as "B" para o de maior, nota-se uma redução significativa dos valores de pico com uma largura de banda muito estreita e um vale profundo. Tal fato é explicado pelo modelo desconsiderar o efeito de resistência elétrica, que causaria um alargamento na banda de atuação e um vale mais raso. Quanto aos modos adjacentes, não foram observadas alterações relevantes devido ao sistema elétrico.

Além da simulação numérica de desempenho da metaestrutura, uma análise paramétrica foi realizada a fim de validar alguns conceitos. Como ilustrado na Fig. 26, é possível notar a progressão da zona de rejeição, em azul, criada pelos ressonadores com o incremento da razão mássica, eixo horizontal. Nesta análise é possível verificar o incremento da banda de rejeição com o aumento da massa, bem como a redução da frequência de ressonância. Ainda é possível confirmar as afirmações presentes na literatura (INMAN, 1994) para restrições de absorvedores dinâmicos entre, 5 e 25%.

A Figura 27 mostra a sensibilidade de um sistema submetido a solução de metaestrutura proposta neste trabalho. A partir de uma estrutura hospedeira, linha cheia, adicionam-se os ressonadores, linha tracejada, e posteriormente se investiga a influência do fator de acoplamento eletromecânico, demais linhas, multiplicando o valor nominal por um ganho para a verificação da resposta mecânica do sistema. Destaca-se neste resultado

Figura 25: Simulação de comportamento para a estrutura principal (linha cheia) sob diferentes abordagens, adição mássica (traço-ponto), metamaterial (tracejada) e *smart metamaterial* (pontilhada) com padrão "AB" para atuação nos picos laterais da banda de rejeição.

a anulação do efeito mecânico dos ressonadores com um ganho de 1,8 onde se nota o ressurgimento do pico estrutural com uma banda de rejeição praticamente erradicada. Com o aumento do acoplamento, a tendência se mantém e o efeito dissipativo dos absorvedores é completamente anulado.

Figura 26: Efeito da razão mássica na rejeição da frequência objetivo.

Para a análise experimental da metaestrutura serão feitos incrementos graduais na quantidade de células. Inicialmente, será analisado a influência de apenas um par

Figura 27: Avaliação de sensibilidade ao acoplamento eletromecânico de um *smart meta-material*. Altos valores de acoplamento resultam em perda de desempenho.

localizado no centro da viga em P6 (*Cell0*), passando para a adição de dois pares em P3 e P9 (*Cell1*), seguido da adição em P1 e P11 (*Cell2*), depois P5 e P7 (*Cell3*) e, por fim, nos pontos restantes (*Cell4*), veja Fig. 28. Pontua-se aqui que os arranjos *Cell2* e *Cell3* são não periódicos e este tipo de caso é pouco abordado na literatura, sendo um exemplo relevante de ser experimentado. Espera-se que, com a adição gradual das células, seja possível notar o surgimento do *band gap* bem como os picos laterais, como prevê o modelo, ilustrado na Fig. 25, tanto para a atuação puramente mecânica quanto o sistema acoplado. A montagem experimental final, ilustrada na Fig. 29, conta com 11 pares de ressonadores, distribuídos de forma periódica na estrutura, conectados a 22 circuitos de indutância sintética, uma por célula, alimentadas por uma fonte de tensão de bancada. Os testes serão realizados nas configurações de circuito aberto (somente atuação mecânica) e *shunt*.

Prosseguindo para os resultados experimentais, nota-se na Fig. 30 que a adição do primeiro conjunto não obteve resultado significativo devido ao posicionamento das células, que se encontram próximas ao nó modal. Com a adição do segundo conjunto nos pontos de máxima amplitude do modo, nota-se o surgimento do *band gap* e seu aumento, em largura de banda, com o acréscimo das demais células. Vale ressaltar a variabilidade presente no processo de impressão que se reflete no comportamento dinâmico das células, tal variação é notada na região dos 170 aos 220Hz, onde seria esperado o pico de borda inferior, porém sua aparição é suprimida pelas ressonâncias mecânicas. Vale mencionar as constantes reduções de frequência dos modos adjacentes pela massa adicionada ao sistema

Por fim, foi analisado o desempenho do sistema com os indutores, como mencionado

Figura 28: Esquema para o arranjo das células na montagem experimental.

Figura 29: Montagem completa da metaestrutura (*Cell4*) com banco de indutâncias sintéticas.

anteriormente na simulação de desempenho da metaestrutura, Fig 25, busca aplicar o padrão "AB" com o domínio elétrico. Contudo, como visto na Fig. 30, não há uma clara definição dos picos inferiores, em exceção o arranjo *Cell1*. Logo, as ressonâncias elétricas estarão direcionadas aos picos superiores. Novamente, o primeiro par de células, *Cell0* não foi capaz de atuar de forma relevante por motivos já discutidos.

Conforme as células foram adicionadas foi necessário reajustar as frequências de ressonância elétrica. Conforme ilustra a Fig. 32, o arranjo *Cell1* foi possível reduzir o pico de borda em 180 Hz sem demais acontecimentos no restante da janela. Para o arranjo *Cell2* foi almejado o pico superior em 255Hz obtendo-se discreta redução. Para o arranjo *Cell3* foi

Figura 30: Surgimento do *band gap* devido a inclusão das células.

Figura 31: Variabilidade na ressonância verificada pela Mobilidade de ponta dos ressonadores em circuito aberto na banda de atuação.

possível uma redução significativa em 253Hz além de uma inesperada atenuação do terceiro modo. Finalmente, com o arranjo completo da metaestrutura, *Cell4*, foi possível atingir uma redução em 80%, (18 dB), no pico de 268 Hz. Comparando-se os resultados experimentais obtidos com a previsão do modelo de parâmetros concentrados é possível notar que o pico superior foi previsto com erro inferior a 5%, a banda de rejeição possui comportamento semelhante, tanto em largura quanto para amplitude. Para o primeiro modo, mantém-se a boa estimativa com erro menor que 10% enquanto que para o terceiro modo não é possível manter tal precisão. Uma possível explicação desse fenômeno é invalidade do modelo de

Euler-Bernoulli para essa faixa de frequência, onde demais influências, como cisalhamento, tornam-se relevantes e são desconsideradas por este modelo.

Infelizmente, não foi possível utilizar do padrão "AB" mencionado na simulação pelo motivo de não existir uma categorização bem definida do pico inferior devido à variabilidade das células. Idealmente, todas as células deveriam exibir a mesma frequência de ressonância e, assim, seguirem uma linha de tendência bem comportada. Contudo, conforme ilustra a Fig. 31, há uma dispersão entre as respostas das células na região de 160 a 250Hz, isso caracteriza a variação do comportamento dinâmico de cada ressonador. Observa-se depois desta faixa, na região acima dos 260Hz, uma tendência entre elas regida pelo comportamento da estrutura hospedeira. A região inferior aos 160Hz também segue a tendência da estrutura hospedeira, apesar da existência de vales em algumas curvas. Estes estão associados as antirressonâncias observadas na estrutura hospedeira.

Devido à inexistência experimental do pico inferior, os *shunts* das células foram configurados para atingirem apenas o pico superior do *band gap*. Vale mencionar que a utilização dos *trimpots* foi essencial para ajustar as diversas frequências ao longo dos testes, além do ajuste fino para correção das variações de capacitância dos piezelétricos. Além disso, pontua-se que o sistema completo de indutâncias sintéticas possui pouca demanda de potência, sendo alimentada com fonte 26V espelhada (+13Vdc, -13Vdc) com demanda de 20,5mA em corrente, resultando numa potência total de 500mW.

Figura 32: Respostas mecânicas no ponto de colocação de força para os diferentes arranjos de células com a atuação das ressonâncias elétricas para incremento de desempenho.

Analisou-se a transmissibilidade entre pontos os P2 e P10, devido a simetria do sistema, a amplitude de vibração para ambos os pontos deve ser a mesma. Como ilustra

a Fig. 33, as curvas se sobrepõem a não ser pelas antirressonâncias, presentes em P2 e ausentes em P10, e na região do *band gap*. A redução de amplitude observada na região de atuação dos ressonadores mostra que há redução na amplitude das ondas que viajam ao longo na estrutura, ou seja, há uma redução da transmissibilidade nas frequências na zona do *band gap*. Vale mencionar que esta figura mostra o resultado para a metaestrutura com a contribuição do *shunt* ressonante, que pode ser observado pelo pico atenuado em 270Hz. Há uma ligeira redução entre as amplitudes nesta região, porém de maneira muito mais discreta que na zona de rejeição.

Figura 33: Comparação das respostas de ponto entre P2 e P10 exibindo a transmissibilidade estrutural.

4 CONCLUSÃO

Este trabalho se propôs a realizar a modelagem, projeto e avaliação de ressonadores eletromecânicos para controle de vibração. Foram empregados estudos multifísicos para a modelagem e suas hipóteses simplificadoras discutidas, prosseguindo para a etapa de validação onde foram verificadas as validades dos pressupostos adotados e o conhecimento adquirido foi levado a etapa seguinte para o projeto de células com discos piezelétricos embutidos. Nesta etapa, foram estudados também soluções no domínio elétrico para ganhos no desempenho da solução proposta aprofundando-se em indutâncias sintéticas. Seguindo com a confecção dos protótipos do ressonador e da indutância, foram validados seus comportamentos dinâmicos e, por fim, aplicados em um estudo de caso para controle de uma viga bi-engastada.

Os modelos resultaram em aproximações confiáveis para o comportamento das estruturas abordadas ao longo deste trabalho, sendo possível utilizá-los nas aplicações mais críticas, projeto e simulação da metaestrutura, com boa aproximação. Ressalta-se a praticidade na utilização destes modelos pela proposição modular que fornece uma abordagem mais simplificada ao equacionamento, sem comprometer os resultados.

A utilização da técnica de FDM para a confecção das células unitárias atingiu a produtividade necessária para a confecção das peças dentro de uma faixa dimensional aceitável. Como esperado, permitiu a flexibilização das geometrias sem comprometimento no tempo de fabricação e sem grandes perdas de material. Contudo, a variabilidade de propriedades mecânicas resultaram na dispersão as frequências de atuação em mais de 10%.

As indutâncias sintéticas operaram como projetadas e em combinação com os elementos piezelétricos resultaram em reduções contundentes nas amplitudes vibracionais ao custo de se utilizar uma sintonia fina manual para a ação nas frequências desejadas e a demanda por uma fonte externa para a alimentação dos Amp.Ops.. Portanto, configura-se a viabilidade para a aplicação desta solução no contexto de redução de vibrações estruturais com acréscimo de desempenho sobre as abordagens isoladas.

De modo geral, a solução de *smart metamaterial* se apresenta viável para aplicações de controle estrutural. Conforme ilustrado no capítulo anterior, houveram ganhos devido a ação do sistema mecânico com redução de amplitudes em uma faixa larga de frequências, 100Hz de atuação, com adição mássica em razão aceitável, abaixo de 20% e redução dos picos residuais pela atuação do sistema elétrico de pouca demanda de potência, abaixo de 1W para toda a estrutura.

Acrescenta-se aqui, a possibilidade da aplicação desta solução a problemas vibroa-

cústicos em estruturas e cavidades como possíveis prosseguimentos de pesquisa. Para tais fins, sugere-se um aprimoramento no equacionamento para a consideração do acoplamento acústico em conjunto com o Método dos Elementos Finitos 3D ou Elementos Espectrais com consideração de possíveis não linearidades. Além disso, sugerem-se a aplicação de técnicas de projeto robusto e verificação de incertezas para o projeto mecânico dos ressonadores. Sugere-se também, a utilização de um processamento de sinal para sintonia e atuação no sistema elétrico com a aplicação de microcontroladores para ajuste constante em tempo real seguindo estratégias de controle, *e.g.* LQR, GA, com aproveitamento da pastilha piezelétrica como sensor/atuator.

REFERÊNCIAS

- ABDELJABER, O.; AVCI, O.; INMAN, D. J. Optimization of chiral lattice based metastructures for broadband vibration suppression using genetic algorithms. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, p. 1–13, 2015. ISSN 10958568.
- AGUIAR, L. R. C. et al. Using topological modes to enhance energy harvesting from elastic waves. In: INSTITUTE OF NOISE CONTROL ENGINEERING. **INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings**. Lyon, França: INSA, 2018. v. 257, n. 1, p. 693–705.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. **Resistência dos materiais**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1982. v. 5.
- BELI, D.; ARRUDA, J. R. D. F. Influence of additive manufacturing variability in elastic band gaps of beams with periodically distributed resonators. In: **Proceedings of the 3rd International Symposium on Uncertainty Quantification and Stochastic Modeling**. Maresias, Brasil: ABCM, 2016. p. 1–10.
- BELI, D. et al. Wave attenuation and trapping in 3d printed cantilever-in-mass metamaterials with spatially correlated variability. **Scientific reports**, Nature Publishing Group, v. 9, n. 1, p. 5617, 2019.
- CORREA DE GODOY, T. **Modelagem de placas laminadas com materiais piezoelétricos conectados a circuitos shunt resistivo-indutivo**. 2008. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2008.
- CRAIG, R. **Structural dynamics: an introduction to computer methods**. Nova Iorque, EUA: Wiley, 1981. ISBN 9780471044994.
- CUMMER, S. A.; CHRISTENSEN, J.; ALÙ, A. Controlling sound with acoustic metamaterials. **Nature Reviews Materials**, v. 1, n. 3, p. 16001, 2016. ISSN 2058-8437. Disponível em: <<http://www.nature.com/articles/natrevmats20161>>.
- DOYLE, J. **Wave Propagation in Structures**. New York: Springer, 1997. 320p p.
- DROSSEL, W. G. et al. Smart3 - smart materials for smart applications. v. 36, p. 211–216, 2015. ISSN 22128271.
- ERTURK, A. **Electromechanical Modeling of Piezoelectric Energy Harvesters**. 2009. Tese (Doutorado) — Virginia Polytechnic Institute and State University, 2009. Disponível em: <<http://scholar.lib.vt.edu/theses/available/etd-12042009-140326/>>.
- ERTURK, A.; INMAN, D. J. A distributed parameter electromechanical model for cantilevered piezoelectric energy harvesters. **Journal of vibration and acoustics**, American Society of Mechanical Engineers, v. 130, n. 4, p. 041002, 2008.
- ESSINK, B.; INMAN, D. J. A comparison of damping and vibration absorption in metastructures. In: **International Conference on Noise and Vibration ISMA 2016**. Leuven, Bélgica: [s.n.], 2016. p. 2025–2030.

FABRO, A. T.; FERGUSON, N. S.; MACE, B. R. Flexural wave propagation in slowly varying random waveguides using a finite element approach. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 744, p. 012198, sep 2016. ISSN 1742-6588.

FELÍCIO, L. C. **Modelagem da dinâmica de sistemas e estudo da resposta**. São Carlos, Brasil: RiMa, 2007.

FERREIRA, A. H. R. et al. Semi-analytical formulation for sound transmission loss analysis through a thick plate with periodically attached spring-mass resonators. In: **International Conference on Structural Engineering Dynamics - ICEDyn2017**. Ericeira, Portugal: ICEDyn, 2017. p. 1–13.

GIORGIO, I. et al. Piezo-electromechanical smart materials with distributed arrays of piezoelectric transducers: Current and upcoming applications. **International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics**, v. 47, n. 4, p. 1051–1084, 2015. ISSN 13835416.

HU, G. et al. Metastructure With Piezoelectric Element for Simultaneous Vibration Suppression and Energy Harvesting. **Journal of Vibration and Acoustics**, n. 1, p. 011012, 2016. ISSN 1048-9002.

HUANG, T.-Y.; SHEN, C.; JING, Y. Membrane- and plate-type acoustic metamaterials. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 139, n. 6, p. 3240–3250, 2016. ISSN 0001-4966. Disponível em: <http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.4950751>.

IEEE. Standard on piezoelectricity. **ANSI/IEEE Std**, p. 176–1987, 1988.

INMAN, D. J. **Engineering vibration**. 3. ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ, 1994. 669 p.

LANGFELDT, F. et al. A membrane-type acoustic metamaterial with adjustable acoustic properties. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 373, p. 1–18, 2016. ISSN 10958568. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2016.03.025>.

LEE, S.-K.; MACE, B.; BRENNAN, M. Wave propagation, reflection and transmission in non-uniform one-dimensional waveguides. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 304, n. 1-2, p. 31–49, 2007.

LI, F.; ZHANG, C.; LIU, C. Active tuning of vibration and wave propagation in elastic beams with periodically placed piezoelectric actuator/sensor pairs. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier Ltd, v. 393, p. 14–29, 2017. ISSN 10958568. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2017.01.038>.

LI, J. et al. Acoustic metamaterials capable of both sound insulation and energy harvesting. **Smart Materials and Structures**, IOP Publishing, v. 25, n. 4, p. 045013, 2016.

LIU, L.; HUSSEIN, M. I. Wave motion in periodic flexural beams and characterization of the transition between bragg scattering and local resonance. **Journal of Applied Mechanics**, v. 79, n. 1, p. 011003, 2012. ISSN 00218936.

LIU, Z. et al. Locally resonant sonic materials. **Science (New York, N.Y.)**, v. 289, n. 5485, p. 1734–6, 2000. ISSN 1095-9203. Disponível em: <http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/10976063>.

LOSSOUARN, B.; DEÜ, J.-F.; AUCEJO, M. Multimodal vibration damping of a beam with a periodic array of piezoelectric patches connected to a passive electrical network. **Smart Materials and Structures**, IOP Publishing, v. 24, n. 11, p. 115037, 2015.

LOVO, J. F. P.; FORTULAN, C. A. Estudo de propriedades mecânicas e anisotropia em peças fabricadas por manufatura aditiva tipo fdm. In: **I Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da EESC-USP**. São Carlos: USP, 2016.

MACKERLE, J. Smart materials and structures - a finite-element approach: a bibliography (1986-1997). **Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering**, v. 6, n. 3, p. 293, 1998. ISSN 0965-0393. Disponível em: <http://stacks.iop.org/0965-0393/6/i=3/a=007>.

MIRANDA JÚNIOR, E. J. P.; FERREIRA, A. H. R.; DOS SANTOS, J. M. C. Flexural wave band gaps in a multi-resonator elastic metamaterial thin plate. In: **International Conference on Structural Engineering Dynamics - ICEDyn2017**. Lisboa, Portugal: ICEDyn, 2017. p. 13.

MOHEIMANI, S. R.; FLEMING, A. J. **Piezoelectric transducers for vibration control and damping**. Londres, Inglaterra: Springer, 2006. 271 p.

NOUH, M. A.; ALDRAIHEM, O. J.; BAZ, A. Periodic metamaterial plates with smart tunable local resonators. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 27, n. 13, p. 1829–1845, aug 2016. ISSN 1045-389X. Disponível em: <http://jim.sagepub.com/cgi/doi/10.1177/1045389X15615965>
<http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1045389X15615965>.

PREUMONT, A. **Vibration Control of Active Structures, An Introduction**. 2a. ed. Londres, Inglaterra: Springer Science, 2002. 368 p. ISBN 9781402009259.

_____. **Mechatronics: Dynamics of Electromechanical and Piezoelectric Systems**. Bruxelas, Bélgica: Springer, 2006. ISBN 978-1-4020-4695-7.

RAGHAVAN, L.; PHANI, A. S. Local resonance bandgaps in periodic media: Theory and experiment. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 134, n. 3, p. 1950–1959, 2013. ISSN 0001-4966. Disponível em: <http://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.4817894>.

RODRIGUES, G. K.; DA SILVA, M. M.; DE OLIVEIRA, L. P. R. Modular modeling approach for fdm printed structures and piezo disks for metamaterial design. **Latin American Journal of Solids and Structures**, (Aceito para publicação), 2019.

RODRIGUES, G. K.; DE OLIVEIRA, L. P. R. On the evaluation of band gaps created by fdm printed unit cell with piezo disks. In: **XVIII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics DINAME2019**. Armação de Búzios, Brasil: ABCM, 2019.

ROSA, M. et al. Numerical and experimental investigation of interface modes in periodic acoustic waveguides. **International Conference on Structural Engineering Dynamics - ICEDyn2017**, n. 8, p. 1–10, 2017.

SAMPAIO, L. Y. M. et al. Membrane and smart metamaterials for unidirectional wave propagation problems. In: **International Conference on Structural Engineering Dynamics ICEDyn 2019**. Viana do Castelo, Portugal: ICEDyn, 2019.

- SANTOS, H. F. L. D. **Controle de vibrações estruturais usando cerâmicas piezoelétricas em extensão e cisalhamento conectadas a circuitos híbridos ativo-passivos**. 2008. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2008.
- SANTOS, H. F. L. D. **Controle ativo-passivo de vibrações estruturais usando materiais piezoelétricos: Otimização e quantificação de incertezas**. 2012. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2012.
- SIGALAS, M.; ECONOMOU, E. N. Band structure of elastic waves in two dimensional systems. **Solid state communications**, Elsevier, v. 86, n. 3, p. 141–143, 1993.
- SUGINO, C.; ERTURK, A. Analysis of multifunctional piezoelectric metastructures for low-frequency bandgap formation and energy harvesting. **Journal of Physics D: Applied Physics**, IOP Publishing, v. 51, n. 21, p. 215103, may 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0022-3719/51/21/215103>.
- SUGINO, C. et al. Electroelastic bandgap formation in locally resonant metamaterial beams with piezoelectric shunts: A modal analysis approach. In: **ASME 2016 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems**. [S.l.: s.n.], 2016. p. V002T03A029–V002T03A029.
- _____. A general theory for bandgap estimation in locally resonant metastructures. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier Ltd, v. 406, p. 104–123, 2016. ISSN 0022460X. Disponível em: <http://arxiv.org/abs/1612.03130>.
- VAN BELLE, L. et al. Measurement of dispersion curves for locally resonant metamaterials with damping. **ISMA 2016, International Conference on Noise and Vibration Engineering**, p. 2115–2126, 2016.
- VASSEUR, J. O. et al. Experimental and theoretical evidence for the existence of absolute acoustic band gaps in two-dimensional solid phononic crystals. **Physical Review Letters**, v. 86, n. 14, p. 3012–3015, 2001. ISSN 00319007.
- WILLIAMS, C.; YATES, R. Analysis of a micro-electric generator for microsystems. **Sensors and Actuators A: Physical**, v. 52, n. 1-3, p. 8–11, 1996. ISSN 09244247. Disponível em: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/092442479680118X>.
- XIAO, Y. et al. Flexural wave propagation in beams with periodically attached vibration absorbers: Band-gap behavior and band formation mechanisms. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 332, n. 4, p. 867–893, 2013. ISSN 0022460X. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2012.09.035>.
- YANG, X. W.; LEE, J. S.; KIM, Y. Y. Effective mass density based topology optimization of locally resonant acoustic metamaterials for bandgap maximization. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 383, p. 89–107, 2016. ISSN 10958568. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2016.07.022>.
- YU, D. et al. Flexural vibration band gaps in timoshenko beams with locally resonant structures. **Journal of Applied Physics**, v. 100, n. 12, 2006. ISSN 00218979.
- ZHANG, H. et al. Sound transmission loss of metamaterial thin plates with periodic subwavelength arrays of shunted piezoelectric patches. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 343, p. 104–120, 2015. ISSN 10958568. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.01.019>.

ZIENTEK, M.; GARDONIO, P.; DAL BO, L. Piezoelectric patches with multi-resonant shunts for multiple frequency band vibration control. In: **International Conference on Noise and Vibration ISMA 2018**. Leuven, Bélgica: [s.n.], 2018.

Apêndices

APÊNDICE A – VIGA COM ELEMENTO PIEZELÉTRICO

Trabalhando a Eq. 2.12 para uma viga unimorfa,

$$T_1 = Y_{11}^E(S_1 - E_3 d_{31}) \quad (\text{A.1})$$

O momento interno na estrutura devido à adição do piezelétrico pode ser escrito como,

$$M = - \int T_1^s b^s y dy - \int T_1^p b^p y dy \quad (\text{A.2})$$

Onde b define a largura, os superescritos s e p se referem a estrutura e ao piezelétrico, respectivamente. Assim, escrevendo para a estrutura

$$T_1^s = Y_1^s S_1^s \quad (\text{A.3})$$

E combinando Eqs. A.1, A.2 e A.3,

$$M = - \int Y_1^s S_1^s b^s y dy - \int Y_{11}^E(S_1 - E_3 d_{31}) b^p y dy \quad (\text{A.4})$$

Aplicando-se a definição de *strain* em termos da curvatura e rearranjando as integrais,

$$M = - \int Y_1^s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} b^s y^2 dy - \int Y_{11}^E \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} b^p y^2 dy - \int Y_{11}^E E_3 d_{31} y dy \quad (\text{A.5})$$

Adicionando a definição de campo elétrico, $E = \frac{V}{h}$, e resolvendo as integrais,

$$M = -Y_1^s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} b^s \frac{(h_b^3 - h_a^3)}{3} - Y_{11}^E \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} b^p \frac{(h_c^3 - h_b^3)}{3} - V \frac{Y_{11}^E b d_{31}}{h^p} \frac{(h_c^2 - h_b^2)}{2} \quad (\text{A.6})$$

Os primeiros termos da equação A.6 estão relacionados as rigidezes flexionais dos corpos da estrutura e do piezelétrico, respectivamente. Já o terceiro termo, relaciona a tensão nos eletrodos com o domínio mecânico, assim, pode-se escrever o acoplamento eletromecânico, ν , como

$$\nu = \frac{Y_{11}^E b d_{31}}{h^p} \frac{(h_c^2 - h_b^2)}{2} \quad (\text{A.7})$$

onde h_c e h_b referem-se as posições da base e topo do piezelétrico. Portanto, reescrevendo em função de distâncias resulta

$$\nu = \frac{Y_{11}^E b d_{31}}{h^p} \frac{(h_{pa}^2 - h_p^2 + 2h_{pa}h_p - h_p^2)}{2}, \quad (\text{A.8})$$

que simplifica em

$$\nu = \frac{e_{31} b (2h_{pa} - h_p)}{2}, \quad (\text{A.9})$$

onde h_{pa} pode ser definido como $h_{pa} = h_n + h_p/2$. Assim a equação acima simplifica para

$$\nu = e_{31} b h_n, \quad (\text{A.10})$$

que é definida como a Eq. 2.15.

Para a utilização do acoplamento eletromecânico no modelo de parâmetros concentrados se faz necessária uma discretização através da segmentação dos eletrodos por meio da utilização da função *Heaviside* $[H(x - x_1) - H(x - x_2)]$ conjuntamente com a constante de acoplamento, que resulta em

$$a_{\nu,i} = \nu[H(x - x_1) - H(x - x_2)], \quad (\text{A.11})$$

onde x_1 e x_2 são as fronteiras do domínio. Assim, escreve-se um vetor de acoplamento $\mathbf{A}_\nu$, a partir dos extremos do domínio, como:

$$\mathbf{A}_\nu = [a_{\nu,1} \quad a_{\nu,2} \quad a_{\nu,3} \quad \dots \quad a_{\nu,n}]^t. \quad (\text{A.12})$$

APÊNDICE B – EQUACIONAMENTO PARA INDUTORES SINTÉTICOS

Para o funcionamento correto do circuito da indutância é necessário descrever as correntes e tensões de cada ramo. A Fig. 34 ilustra as nomenclaturas a serem utilizadas neste apêndice.

Figura 34: Diagrama elétrico para indutância sintética

Escrevendo para R_5 :

$$I_{R5} = \frac{(V_{in} - V_{out})}{R_5}. \quad (B.1)$$

De modo semelhante, escreve-se para o capacitor C_4

$$I_{C4} = (V_{out}^{OP1} - V_{in})j\omega C_4. \quad (B.2)$$

Como não há introdução de corrente entre o capacitor e a resistência R_5 , ou seja, $I_{C4} = I_{R5}$, e assim, substituindo B.1 em B.2, a tensão de saída do primeiro amplificador operacional é escrita como:

$$V_{out}^{OP1} = V_{in} + \frac{(V_{in} - V_{out})}{j\omega C_4 R_5}. \quad (B.3)$$

De modo semelhante, é possível descrever a tensão de saída do segundo amplificador. Para isso, escreve-se para a R_3

$$I_{R3} = \frac{(V_{in} - V_{out}^{OP1})}{R_3}. \quad (B.4)$$

Para R_2 :

$$I_{R2} = \frac{(V_{in} - V_{out}^{OP2})}{R_2}. \quad (B.5)$$

Novamente, não há adição de corrente entre R_2 e R_3 , reorganizando os termos utilizando as Eqs. B.4 e B.5

$$V_{out}^{OP2} = V_{in} + \frac{R_2}{R_3}(V_{out}^{OP1} - V_{in}). \quad (B.6)$$

Idealmente é desejável que as tensões de saída dos amplificadores sejam as menores possíveis, a fim de evitar comportamentos anômalos. Pela Eq. B.3 determina-se que $|j\omega C_4 R_5| \gg 1$ idealmente. Analisando a Eq. B.6, é possível notar que a utilização do mesmo valor de resistências garante que as tensões de saídas dos amplificadores operacionais sejam iguais, uma vantagem de projeto, pois é possível garantir que ambos amplificadores estarão em regime de funcionamento normal apenas com a checagem de apenas um dos amplificadores.

As correntes de saída dos amplificadores podem ser deduzidas de modo semelhante. Para o segundo amplificador, escreve-se

$$I_{OP2} = I_{R2} - I_{R1}, \quad (B.7)$$

onde I_{R2} pode ser rearranjado a partir da igualdade $I_{R2} = I_{R3}$ combinado com as Eqs. B.4 e B.3, sendo

$$I_{R2} = \frac{(V_{out} - V_{in})}{j\omega C_4 R_3 R_5}, \quad (B.8)$$

e I_{R1} pode ser escrito como

$$I_{R1} = \frac{(V_{in} - V_{out}^{OP2})}{R_1}. \quad (B.9)$$

As Equações B.3, B.4, B.8 simplificam em termos das tensões de entrada e saída e componentes, resultando em

$$I_{R1} = \frac{R_2}{j\omega C_4 R_1 R_3 R_5}(V_{in} - V_{out}). \quad (B.10)$$

Substituindo as Eqs. B.8 e B.10 na Eq. B.7 e arranjando em função das impedâncias e tensões dos terminais (V_{in}, V_{out}) pode-se escrever:

$$I_{OP2} = \frac{(V_{out} - V_{in})}{j\omega C_4 R_3 R_5} - \frac{R_2}{j\omega C_4 R_1 R_3 R_5}(V_{in} - V_{out}), \quad (B.11)$$

que resulta em

$$I_{OP2} = -\frac{R_1 + R_2}{j\omega C_4 R_1 R_3 R_5}(V_{in} - V_{out}). \quad (B.12)$$

Rearranjando os termos da Eq. B.10, chega-se em

$$\frac{(V_{in} - V_{out})}{I_{R1}} = \frac{j\omega C_4 R_1 R_3 R_5}{R_2}, \quad (\text{B.13})$$

onde o termo do lado direito descreve a indutância. Dessa forma a corrente de saída deste amplificador está inversamente relacionada ao valor da indutância e conforme indutâncias maiores são requeridas. Vale notar que R_1 é o único componente que permite ajuste no valor da indutância sem provocar a saturação, em tensão, dos amplificadores. Logo, a sintonia do valor do indutor sintético deve ser feita a partir da variação de R_1 .

De modo análogo para o primeiro amplificador

$$I_{OP1} = I_{C4} - I_{R2}, \quad (\text{B.14})$$

substituindo I_{C4} e I_{R2} com as Eqs. B.1 e B.8, respectivamente e utilizando de B.3 para simplificar os termos em função das tensões dos terminais, resulta-se em:

$$I_{OP1} = \frac{(V_{in} - V_{out})}{R_5} - \frac{(V_{out} - V_{in})}{j\omega C_4 R_3 R_5}, \quad (\text{B.15})$$

que simplifica para

$$I_{OP1} = \frac{(V_{in} - V_{out})}{R_5} \left(1 + \frac{1}{j\omega C_4 R_3} \right). \quad (\text{B.16})$$

Como C_4 é restrito em nF, R_5 deve possuir grande valor a fim de satisfazer a condição $|j\omega C_4 R_5| \gg 1$. Dessa forma, a corrente demandada por este amplificador também será baixa.

Anexos

ANEXO A – DADOS DO FILAMENTO DE IMPRESSÃO

ABSplus-P430

PRODUCTION-GRADE THERMOPLASTIC
FOR DESIGN SERIES 3D PRINTERS

ABSplus™ is a true production-grade thermoplastic that is durable enough to perform virtually the same as production parts. When combined with Design Series 3D Printers, ABSplus is ideal for building 3D models and prototypes in an office environment.

MECHANICAL PROPERTIES	TEST METHOD	ENGLISH	METRIC
		XZ AXIS	XZ AXIS
Tensile Strength, Ultimate (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4,700 psi	33 MPa
Tensile Strength, Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4,550 psi	31 MPa
Tensile Modulus (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	320,000 psi	2,200 MPa
Tensile Elongation at Break (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	6%	6%
Tensile Elongation at Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	2%	2%
IZOD Impact, notched (Method A, 23°C)	ASTM D256	2.0 ft-lb/in	106 J/m

MECHANICAL PROPERTIES	TEST METHOD	ENGLISH		METRIC	
		XZ AXIS	ZX AXIS	XZ AXIS	ZX AXIS
Flexural Strength (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	8,450 psi	5,050 psi	58 MPa	35 MPa
Flexural Modulus (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	300,000 psi	240,000 psi	2,100 MPa	1,650 MPa
Flexural Strain at Break (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	4%	4%	2%	2%

THERMAL PROPERTIES ²	TEST METHOD	ENGLISH	METRIC
Heat Deflection (HDT) @ 66 psi	ASTM D648	204°F	96°C
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi	ASTM D648	180°F	82°C
Glass Transition Temperature (Tg)	DSC (SSYS)	226°F	108°C
Melting Point	-----	Not Applicable ³	Not Applicable ³
Coefficient of Thermal Expansion	ASTM E831	4.90x10 ⁻⁵ in/in/°F	8.82x10 ⁻⁵ mm/mm/°C

STRATASYS.COM

stratasys

THE 3D PRINTING SOLUTIONS COMPANY

ABSplus-P430

PRODUCTION-GRADE THERMOPLASTIC FOR DESIGN SERIES 3D PRINTERS

ELECTRICAL PROPERTIES ⁴	TEST METHOD	VALUE RANGE
Volume Resistivity	ASTM D257	2.6x10 ¹⁵ - 5.0x10 ¹⁶ ohm-cm
Dielectric Constant	ASTM D150-98	2.3 - 2.85
Dissipation Factor	ASTM D150-98	0.0046 - 0.0053
Dielectric Strength	ASTM D149-09, Method A, XZ Orientation	130 V/mil
Dielectric Strength	ASTM D149-09, Method A, ZX Orientation	290 V/mil

OTHER ²	TEST METHOD	VALUE
Specific Gravity	ASTM D792	1.04
Flame Classification	UL94	HB (0.09", 2.50mm)
UL File Number	-----	E345258
Rockwell Hardness	ASTM D785	109.5

SYSTEM AVAILABILITY	LAYER THICKNESS CAPABILITY	SUPPORT STRUCTURE	AVAILABLE COLORS
uPrint SE™	0.013 inch (0.330 mm)	Soluble Supports	Ivory ⁶ White
uPrint SE Plus™	0.010 inch (0.254 mm)	Breakaway Supports	Black Dark Grey
Dimension Elite™	0.007 inch (0.178 mm) ⁵	(BST 1200es only)	Red Blue
Dimension SST 1200es™			Olive Green Nectarine
Dimension BST 1200es™			Fluorescent Yellow
Fortus 250mc™

The information presented are typical values intended for reference and comparison purposes only. They should not be used for design specifications or quality control purposes. End-use material performance can be impacted (+/-) by, but not limited to, part design, end-use conditions, test conditions, color etc. Actual values will vary with build conditions. Product specifications are subject to change without notice.

The performance characteristics of these materials may vary according to application, operating conditions, or end use. Each user is responsible for determining that the Stratasys material is safe, lawful, and technically suitable for the intended application, as well as for identifying the proper disposal (or recycling) method consistent with applicable environmental laws and regulations. Stratasys makes no warranties of any kind, express or implied, including, but not limited to, the warranties of merchantability, fitness for a particular use, or warranty against patent infringement.

¹Build orientation is on side long edge. ²Literature value unless otherwise noted. ³Due to amorphous nature, material does not display a melting point. ⁴All Electrical Property values were generated from the average of test plaques built with default part density (sparse). Test plaques were 4.0 x 4.0 x 0.1 inches (102 x 102 x 2.5 mm) and were built both in the flat and vertical orientation. The range of values is mostly the result of the difference in properties of test plaques built in the flat vs. vertical orientation. ⁵0.007 inch (0.178 mm) layer thickness available on Dimension Elite and Fortus 250mc only. ⁶Ivory is the only color option for uPrintSE. The test data was collected using ABSplus Ivory (Natural) specimens. ABSplus colored materials will have similar properties, but can vary up to 10%.

Orientation: See Stratasys Testing white paper for more detailed description of build orientations.

XZ = X or "on edge"

XY = Y or "flat"

ZX = or "upright"

stratasys®

E info@stratasys.com / STRATASYS.COM
ISO 9001:2008 Certified

HEADQUARTERS

7665 Commerce Way, Eden Prairie, MN 55344
+1 888 480-3548 (US Toll Free)
+1 952 937-3000 (Intl)
+1 952 937-0070 (Fax)

2 Holtzman St., Science Park, PO Box 2496
Rehovot 76124, Israel
+972 74 745-4000
+972 74 745-5000 (Fax)

©2014, 2015 Stratasys Inc. All rights reserved. Stratasys, Dimension, uPrint, Catalyst, FDM, Dimension BST, Dimension SST, WaveWash, and Ecworks are registered trademarks of Stratasys Inc. FDM Technology, Fused Deposition Modeling, uPrint Plus, uPrint SE, uPrint SE Plus, Dimension Elite, Fortus 250mc, ABSplus, Catalyst EX, and Smart Supports are trademarks of Stratasys, Inc. All other trademarks are the property of their respective owners, and Stratasys assumes no responsibility with regard to the selection, performance, or use of these non-Stratasys products. Product specifications subject to change without notice. Printed in the USA. MSS_FDM_ABSplusP430_EN_1015

ANEXO B – DADOS DA IMPRESSORA

Dimension Elite

THINK IN 3D AND GIVE YOUR IDEAS NEW DIMENSION

PRODUCT SPECIFICATIONS

Model material:

ABSplus in ivory, white, black, red, olive green, nectarine, fluorescent yellow, blue or gray

Support material:

Soluble Support Technology (SST)

Build size:

203 x 203 x 305 mm (8 x 8 x 12 in)

Layer thickness:

.178 mm (.007 in) or .254 mm (.010 in) of precisely deposited ABSplus model and support material

Workstation compatibility:

Windows 10
Windows 8.1
Windows 8
Windows 7
Windows Vista

Network connectivity:

Ethernet TCP/IP 10/100Base-T

Size and weight:

686 x 914 x 1041 mm (27 x 36 x 41 in)
127kg (282 lbs)

Power requirements:

110–120 VAC, 60 Hz, minimum 15A
dedicated circuit; or 220–240 VAC
50/60 Hz, minimum 7A dedicated circuit

Regulatory compliance:

CE/ETL

Special facility requirements:

None

PRINT FINELY DETAILED 3D MODELS.

Print models in production-grade thermoplastic.

Dimension Elite 3D Printers use ABSplus™ modeling material, a production-grade thermoplastic that is durable enough to perform virtually the same as production parts. Models printed with Dimension 3D Printers have customer-proven toughness – from commercial sprayers tested at pressures up to 60 psi, to final parts on M1 tanks normally machined in aircraft-grade aluminum

At the core of every model: FDM® Technology.

Stratasys FDM (Fused Deposition Modeling) technology is the foundation for all Dimension 3D Printers. Models are printed from the bottom up with precisely deposited layers of modeling and support material. There's no waiting for models to "cure" — they're ready for support removal right from the printer. The Dimension Elite uses Soluble Support Technology which dissolves the supports in a water-based solution. Then, models can be drilled, tapped, sanded and painted.

A tool for today's fast-track product development.

You'll dramatically improve your product development process with Dimension Elite Printers. They print models that help you check form, fit and function, and correct errors, before your product goes into production. And they're versatile enough to produce functional models, molds, patterns, customized tools and fixtures. To shorten product development cycles and accelerate time-to-market, start with Dimension Elite 3D Printers — and bring your ideas to life.

E info@stratasys.com / STRATASYS.COM
ISO 9001:2008 Certified

HEADQUARTERS

7665 Commerce Way,
Eden Prairie, MN 55344
+1 800 801 6491 (US Toll Free)
+1 952 937-3000 (Intl)
+1 952 937-0070 (Fax)

2 Holtzman St., Science Park,
PO Box 2496
Rehovot 76124, Israel
+972 74 745 4000
+972 74 745 5000 (Fax)

© 2013, 2015, 2016 Stratasys Inc. All rights reserved. Stratasys, Stratasys logo, For a 3D World, FDM, FDM Technology, ABSplus, Fused Deposition Modeling, Dimension, Dimension BST, Dimension SST, Print Pack and Catalyst are trademarks or registered trademarks of Stratasys Inc. and/or its subsidiaries or affiliates and may be registered in certain jurisdictions. All other trademarks belong to their respective owners. PSS_FDM_DimElite_0516a

ANEXO C – DADOS DO ACELERÔMETRO

Model Number 352A24		ICP® ACCELEROMETER		Revision: C ECN #: 27171	
Performance		ENGLISH		SI	
Sensitivity(± 10 %)		100 mV/g		10.2 mV/(m/s²)	
Measurement Range		± 50 g pk		± 490 m/s² pk	
Frequency Range(± 5 %)		1.0 to 8000 Hz		1.0 to 8000 Hz	
Frequency Range(± 10 %)		0.8 to 10,000 Hz		0.8 to 10,000 Hz	
Frequency Range(± 3 dB)		0.4 to 12,000 Hz		0.4 to 12,000 Hz	
Resonant Frequency		≥ 30 kHz		≥ 30 kHz	
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)		0.0002 g rms		0.002 m/s² rms	
Non-Linearity		≤ 1 %		≤ 1 %	
Transverse Sensitivity		≤ 5 %		≤ 5 %	
Environmental					
Overload Limit(Shock)		± 5000 g pk		± 49,050 m/s² pk	
Temperature Range(Operating)		-65 to +250 °F		-54 to +121 °C	
Temperature Response		See Graph		See Graph	
Electrical					
Excitation Voltage		18 to 30 VDC		18 to 30 VDC	
Constant Current Excitation		2 to 20 mA		2 to 20 mA	
Output Impedance		≤ 300 ohm		≤ 300 ohm	
Output Bias Voltage		8 to 12 VDC		8 to 12 VDC	
Discharge Time Constant		0.4 to 1.5 sec		0.4 to 1.5 sec	
Settling Time(within 10% of bias)		<8 sec		<8 sec	
Spectral Noise(1 Hz)		80 µg/√Hz		785 (µm/s²)/√Hz	
Spectral Noise(10 Hz)		15 µg/√Hz		147 (µm/s²)/√Hz	
Spectral Noise(100 Hz)		4 µg/√Hz		39 (µm/s²)/√Hz	
Spectral Noise(1 kHz)		1 µg/√Hz		9.8 (µm/s²)/√Hz	
Electrical Isolation(Base)		≥ 10⁸ ohm		≥ 10⁸ ohm	
Physical					
Sensing Element		Ceramic		Ceramic	
Sensing Geometry		Shear		Shear	
Housing Material		Anodized Aluminum		Anodized Aluminum	
Sealing		Epoxy		Epoxy	
Size (Height x Length x Width)		0.19 in x 0.48 in x 0.28 in		4.8 mm x 12.2 mm x 7.1 mm	
Weight		0.03 oz		0.8 gm	
Electrical Connector		3-56 Coaxial Jack		3-56 Coaxial Jack	
Electrical Connection Position		Side		Side	
Mounting		Adhesive		Adhesive	

All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

PCB PIEZOTRONICS™
VIBRATION DIVISION
3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Phone: 716-684-0001
Fax: 716-685-3886
E-Mail: vibration@pcb.com

ANEXO D – DADOS DO TRANSDUTOR DE FORÇA

Model Number
208C02

ICP® FORCE SENSOR

Revision: K
ECN #: 46791

Performance	ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS					
Sensitivity(± 15 %)	50 mV/lb	11.241 mV/kN	Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.					
Measurement Range(Compression)	100 lb	0.4448 kN	N - Negative Output Polarity					
Measurement Range(Tension)	100 lb	0.4448 kN	Output Polarity(Compression)	Negative	Negative			
Maximum Static Force(Compression)	600 lb	2.669 kN	TLD - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE 1451.4					
Maximum Static Force(Tension)	500 lb	2.224 kN	Output Bias Voltage	8 to 15 VDC	8 to 15 VDC			
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.001 lb-rms	0.004 N-rms	W - Water Resistant Cable					
Low Frequency Response(-5 %)	0.001 Hz	0.001 Hz	NOTES: [1] Typical. [2] Calculated from discharge time constant. [3] Estimated using rigid body dynamics calculations. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.					
Upper Frequency Limit	36 kHz	36 kHz						
Non-Linearity	≤ 1 % FS	≤ 1 % FS						
Environmental								
Temperature Range	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C	SUPPLIED ACCESSORIES: Model 080A81 Thread Locker (1) Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2) Model 084A03 Impact Cap (1) Model M081A62 Mounting stud, 10-32 to M6 x 1, BeCu with shoulder (2)					
Temperature Coefficient of Sensitivity	≤ 0.05 %/°F	≤ 0.09 %/°C						
Electrical								
Discharge Time Constant(at room temp)	≥ 500 sec	≥ 500 sec						
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	20 to 30 VDC						
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA						
Output Impedance	≤ 100 Ohm	≤ 100 Ohm						
Output Bias Voltage	8 to 14 VDC	8 to 14 VDC						
Spectral Noise(1 Hz)	0.000135 lb/√Hz	0.000603 N/√Hz						
Spectral Noise(10 Hz)	0.0000276 lb/√Hz	0.000123 N/√Hz						
Spectral Noise(100 Hz)	0.0000096 lb/√Hz	0.0000427 N/√Hz						
Spectral Noise(1 kHz)	0.0000021 lb/√Hz	0.0000095 N/√Hz						
Output Polarity(Compression)	Positive	Positive	Entered: LK Engineer: DK Sales: RM Approved: BAM Spec Number:					
Physical								
Stiffness	6 lb/μin	1.05 kN/μm						
Size (Hex x Height x Sensing Surface)	0.625 in x 0.625 in x 0.500 in	15.88 mm x 15.88 mm x 12.7 mm						
Weight	0.80 oz	22.7 gm						
Housing Material	Stainless Steel	Stainless Steel						
Sealing	Hermetic	Hermetic						
Electrical Connector	10-32 Coaxial Jack	10-32 Coaxial Jack						
Electrical Connection Position	Side	Side	Date: 5/11/2017 Date: 5/11/2017 Date: 5/11/2017 Date: 5/11/2017 8467					
Mounting Thread	10-32 Female	10-32 Female
Phone: 716-684-0001 Fax: 716-684-0987 E-Mail: info@pcb.com					
All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.								
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.								

ANEXO E – DADOS DO VIBRÔMETRO LASER

Specifications of CLV laser units with CLV-700 sensor head

Available Models			
Model	Description	Standoff Distance	Spot Diameter
CLV-800-ff	External laser unit, fixed focus sensor	316 mm	160 µm @ 316 mm
CLV-810-ff	Internal laser unit, fixed focus sensor		
CLV-800-vf25	External laser unit, variable focus sensor, f=25mm	0.11 – 10 m	85 µm @ 316 mm
CLV-810-vf25	Internal laser unit, variable focus sensor, f=25mm		
CLV-800-vf40	External laser unit, variable focus sensor, f=40mm	0.2 – 10 m	45 µm @ 316 mm
CLV-810-vf40	Internal laser unit, variable focus sensor, f=40mm		

CLV-800 External Laser Unit	
Protection rating	IP64
Operating temperature	+0°C...+45°C (32°F...113°F)
Weight	6 kg
Dimensions	340 mm x 130 mm x 115 mm

CLV-700 Sensor Head	
Laser type	HeNe, < 1 mW
Laser safety class	II
Protection rating	IP64
Operating temperature	+0°C...+45°C (32°F...113°F)
Weight	0.5 kg
Dimensions	174 mm x 48 mm x 38.8 mm (ff version) 202 mm x 48 mm x 38.8 mm (vf version)

General Specifications CLV-1000 and CLV-2000

General	
Mains	Voltage 100...240 VAC ±10%
Power consumption	Max. 80 VA
Operating temperature	+5°C...+40°C (32°F...104°F)
Weight	Ca. 6 kg depending on modules installed
Dimensions	450 mm x 355 mm x 134 mm
Recommended calibration interval	Every 2 Years

ANEXO F – DADOS DO SHAKER ELETRODINÂMICO

MODELS K2004E01 / K2007E01

MINI SMARTSHAKER™ WITH INTEGRATED POWER AMPLIFIER

This electrodynamic exciter is a small, portable permanent magnet shaker with a new generation of ultra compact precision power amplifier integrated in its base. The revolutionary SmartShaker™ design eliminates the need for a separate, cumbersome power amplifier - just plug the excitation signal from a dynamic signal analyzer or function generator directly into the BNC on the base of the shaker. The unit is supplied with a DC power supply but can be run directly from any 12-21 VDC supply.

The SmartShaker™ features an extremely rugged suspension systems using carbon fiber composite leaf armature flexures, avoiding the suspension damage common with some other small shakers. Isolated linear bearings provide low distortion and eliminate

the need for reaction wrenches when mounting loads to the armature. A trunnion base with EasyTurn™ handle allows for convenient mounting and positioning. The exciter is delivered with a variety of 10-32 nylon stingers which provide electrical isolation from and flexible attachments to test articles.

BENEFITS:

- Integrated power amplifier eliminates the need for a separate, cumbersome power amplifier
- SmartShaker™ provides up to 7 lbf (31N) pk sine force with a 1/2 in stroke
- 10-32 threaded mounting insert supports payloads up to 2 lb (0.907 kg)
- Trunnion mounting base w/ EasyTurn™ handles

APPLICATIONS:

- General vibration testing
 - Small components
 - Sub-assemblies
 - Biomedical
- Experimental modal analysis
- Educational laboratory research
- Mechanical impedance measurements

8 0 0 - 8 6 0 - 4 8 6 7
info@modalshop.com

TMS THE MODAL SHOP, INC.
A PCB GROUP CO.

"Simplifying with Smart Sensing Solutions"

MODELS K2004E01 / K2007E01

SPECIFICATIONS:	K2004E01	K2007E01
<u>SHAKER PERFORMANCE</u>		
Output Force, sine pk		
Natural Air Cooling	4.5 lbf (20 N)	7 lbf (31 N)
Output Force, random RMS		
Natural Air Cooling	3 lbf (13.3 N)	5 lbf (22 N)
Output Force, shock pk	9 lbf (40 N)	15 lbf (67 N)
Stroke Length		
Continuous pk-pk	0.2 in (5 mm)	0.5 in (13 mm)
Between Stops	0.35 in (9 mm)	0.55 in (14 mm)
Frequency Range ^[1]	DC-11 kHz	DC-9 kHz
Acceleration ^[1,2]		
No load	64 g pk	70 g pk
0.1 lb (0.045 kg) load	26 g pk	35 g pk
1 lb (0.454 kg) load	4.2 g pk	6.4 g pk
2 lb (0.907 kg) load [max payload]	2.2 g pk	3.3 g pk
Maximum Current	5 A	8 A
DC Resistance, armature, nominal	1.5 Ω	0.37 Ω
<u>AMPLIFIER PERFORMANCE</u>		
Efficiency	92 %	
Input Voltage, RMS	0-1 V AC ^[3]	
Input Voltage (absolute maximum), RMS	1.9 V AC	
Input Power ^[4]	12-21 V DC	
Output Power ^[5]	55 W	
Distortion, typical ^[6]	< 0.02 %	
Cooling	Convection	
Discrete Gain Stages, nominal ^[7]	Muted, 10 dB, 18 dB, 24 dB	
Warning Indication ^[7]	Clipping and over temperature	
Shutdown Protection ^[7]	Over temperature and over current	
<u>PHYSICAL</u>		
Armature Mass, nominal	0.07 lb (0.032 kg)	0.1 lb (0.045 kg)
Suspension Stiffness, nominal	15 lbf/in (2.63 N/mm)	
Dimensions (HxWxD), nominal	5.3 x 6.75 x 3.5 in (135 x 171 x 89 mm)	
Weight	7 lb (3.10 kg)	
Input Connector	BNC jack	
Output Connector	Mini binding post	
Table Mounting	10-32 thread	
<div><div><div>[1] Load dependent</div><div>[2] Please see systems ratings for additional specifications</div><div>[3] Typical, full output, gain dependant</div><div>[4] Supplied with universal power supply, 60 W (19 V DC - 3.15 A output)</div></div><div><div>[5] Based upon supplied universal power supply, 92 % efficiency</div><div>[6] THD + noise at 1 kHz, 1 W</div><div>[7] Indicated via LEDs</div></div></div>		
<u>SUPPLIED ACCESSORIES</u>		
Power supply, 60 W, 19 V DC output, 100-240 V AC input		
Trunnion base with EasyTurn™ handles and mounting holes		
2110G06 Nylon Stinger kit, 10-32 thread, pack of three		
<u>RELATED PRODUCTS</u>		
PCB 288D01 ICP® impedance head driving point sensor, PCB 208 series ICP® force sensors		
2025E Modal Shaker, 25 lbf pk sine force, 0.75 in stroke, through-hole armature design		
2060E Modal Shaker, 60 lbf pk sine force, 1.4 in stroke, with through-hole armature design		
2100E11 Modal Shaker, 100 lbf pk sine force, 1 in stroke, through-hole armature design		
2075E Shaker, 75 lbf pk sine force, 1 in stroke, 3.25 in mounting platform with through-hole armature for stinger attachment		

The Modal Shop, Inc. 3149 E Kemper Road, Cincinnati, OH 45241, USA

Toll free 800-860-4867 / Phone 513-351-9919 / Fax 513-458-2172

E-mail info@modalshop.com Website www.modalshop.com