CEFET/RJ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA NÃO SUAVE PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA UTILIZANDO MATERIAL PIEZELÉTRICO

Rodrigo de Almeida Ai

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos à obtenção do título de Mestre.

Orientador: Luciana Loureiro da Silva Monteiro
Coorientador: Marcelo Amorim Savi

Rio de Janeiro
Maio 2018

ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA NÃO SUAVE PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA UTILIZANDO MATERIAL PIEZELÉTRICO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais.

Rodrigo de Almeida Ai

Banca Examinadora:

_____

Prof. D.Sc. Luciana Loureiro da Silva Monteiro, CEFET/RJ (Orientador)

_____

Prof. D.Sc. Marcelo Amorim Savi, COPPE/UFRJ (Coorientador)

_____

Prof. D.Sc. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, CEFET/RJ

_____

Prof. D.sc. Paulo Cesar da Camara Monteiro Jr., COPPE/UFRJ

Rio de Janeiro
Maio de 2018

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A288 Ai, Rodrigo de Almeida
Análise numérico-experimental de um sistema não suave para geração de energia elétrica utilizando material piezelétrico / Rodrigo de Almeida Ai.—2018.
xii, 73f. : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2018.
Bibliografia : f. 65-73
Orientadora : Luciana Loureiro da Silva Monteiro
Coorientador : Marcelo Amorim Savi

1. Energia - Conservação. 2. Sistemas lineares. 3. Sistemas não lineares. 4. Filtros elétricos de cristal. 5. Resistência dos materiais. 6. Engenharia mecânica. I. Monteiro, Luciana Loureiro da Silva (Orient.). II. Savi, Marcelo Amorim (Coorient.). III. Título.

CDD 621.042

DEDICATÓRIA

À(s) minha(s) eterna(s) Isabel.

Devo tudo que sou a vocês.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter saúde física e mental para conclusão deste trabalho.

À minha família. Minhas irmãs, Juliana e Roberta, e meus sobrinhos, Amanda e Davi, que me inspiram a ser uma pessoa melhor a cada dia. Meu tio Carlos Roberto, pelo suporte e conselhos valiosos. À Luiza, muito obrigado por tudo que fez e faz por mim. Ao meu pai, Antônio Sérgio, pelo suporte e por estar sempre presente.

Agradeço especialmente à Renata, pelo amor e companheirismo. Pela (quase sempre) paciência, por ser minha maior incentivadora e acreditar em mim. Ao José Francisco e à Paula, por me acolherem e me tratarem tão bem. Aos meus amigos pelos momentos de descontração extremamente necessários.

Aos colegas do CEFET/RJ, principalmente os companheiros diários do LACTM. Destaque ao Brenno Duarte, cuja participação foi fundamental na elaboração deste trabalho, gerando inclusive artigo juntos, e ao Arthur Adeodato por toda ajuda e troca de ideias. Obrigado senhores.

Agradecimento especial também à minha orientadora Luciana Loureiro da Silva Monteiro pelo tempo dedicado, comprometimento e por todo conhecimento transmitido. Obrigado pela confiança, amizade, puxões de orelha e por acreditar em mim. Professora, você é sem dúvida uma referência e exemplo de profissional a quem sempre vou me espelhar. Agradeço especialmente também a meu coorientador Marcelo Amorim Savi pela colaboração e riqueza dos ensinamentos e das sugestões. Aos outros professores do PPEMM, destaque para o prof. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco e prof. Ricardo Alexandre Amar de Aguiar, pelos ensinamentos, contribuição e valiosas discussões nas reuniões do grupo de pesquisa. Agradeço ainda a contribuição do prof. Paulo Cesar da Camara Monteiro Jr. da COPPE/UFRJ.

Ao CEFET/RJ e CAPES pelo apoio financeiro.

RESUMO

O conceito de colheita de energia engloba a captação, o uso e o armazenamento de energia proveniente do meio ambiente. A conversão de vibrações mecânicas em energia elétrica tem se apresentado uma forma efetiva de geração de energia através da deformação de materiais piezelétricos. A maioria dos dispositivos baseados em vibração apresenta uma desvantagem quando operam em condições lineares, correspondendo a potência de saída máxima em sua frequência de ressonância, resultando em um sistema de banda estreita. Assim, pequenos desvios de frequência podem produzir uma queda significativa na potência de saída. O principal benefício da introdução de não linearidades no sistema dinâmico de colheita de energia é o aumento da banda de operação do dispositivo. O presente trabalho realiza uma investigação aprofundada do comportamento de um sistema de colheita não suave. É explorado um modelo com um grau de liberdade para descrever uma viga recoberta por um material piezelétrico sujeita a vibrações, acoplada a um circuito elétrico e com a presença de um batente mecânico (suporte descontínuo). Os impactos no suporte podem modificar significativamente a dinâmica do sistema resultando em uma ampliação na faixa de frequência disponível do dispositivo e introduzir efeitos não lineares, como saltos dinâmicos. Simulações numéricas são efetuadas juntamente com ensaios experimentais para avaliar a dinâmica e desempenho do dispositivo não linear de geração de energia.

Palavras-chaves: geração de energia; material piezelétrico; dinâmica não linear; sistemas não suaves.

ABSTRACT

The concept of energy harvesting encompasses the capture, use and storage of energy from the environment. The conversion of mechanical vibrations into electrical energy has been presented an effective way of generating energy through the deformation of piezoelectric materials (direct mode). Most vibration-based energy harvesters have an inherent disadvantage when operating in linear condition, which means, they present a maximum power output by matching their resonance frequencies with the ambient source frequencies, resulting in a narrowband harvester system. Thus, small frequency deviations can produce a significant drop in the output power. The main benefit of introducing nonlinearities in the dynamic energy harvesting system is the increase in the operating bandwidth of the device. The present work develops a deep investigation concerning non-smooth piezoelectric energy harvesting system. A model with a single degree of freedom is widely explored through a beam covered with a piezoelectric material coupled to an electric circuit in the presence of a mechanical end stop (discontinuous support). The impacts can significantly modify system dynamics resulting in an increased broadband output power harvested performance and introducing nonlinear effects as dynamical jumps. Numerical simulations are performed along with experimental tests to evaluate if the device has obtained the expected behavior.

Key words: energy harvesting; piezoelectric material; nonlinear dynamics; non-smooth systems.

Sumário

1. Introdução 1
2. Revisão Bibliográfica 4
2.1 Sistemas Lineares 4
2.2 Sistemas Não Lineares 6
3. Fundamentação Teórica 12
3.1 Materiais Piezelétricos 12
4. Modelagem Matemática 17
5. Resultados Numéricos 21
6. Metodologia Experimental 37
6.1 Equipamentos e materiais utilizados 38
7. Resultados Experimentais 49
8. Conclusões 63
8.1 Trabalhos futuros 64
9. Referências Bibliográficas 65

Lista de Figuras

Figura 1 - Conceito de *Energy Harvesting*..... 1
Figura 2 - Processo de Polarização de Materiais Piezelétricos (a) antes da Polarização, (b) durante a polarização e (c) após a polarização. (Adaptado de TAN, 2011) 13
Figura 3 - Representação dos eixos em um piezelétrico. (Adaptado de TAN (2011))..... 14
Figura 4 - Modos de Operação materiais piezelétricos. (Adaptado de PRIYA E INMAN, 2009)..... 15
Figura 5 - Configuração básica para captação de energia através de vigas piezelétricas em balanço (Adaptado de Silva et al., 2015a) 15
Figura 6 - Viga fina piezelétrica. (Adaptado de PRIYA E INMAN,2009)..... 16
Figura 7 - Modelo arquétipo do sistema de geração de energia com um suporte descontínuo..... 18
Figura 8 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 50μm para diferentes valores de *β*. 22
Figura 9- Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 30μm para diferentes valores de *β*. 23
Figura 10 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 10μm para diferentes valores de *β*. 24
Figura 11 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento para *β*= 200 variando g..... 25
Figura 12 - Espaços de fase e seções de Poincaré em suas frequências de ressonância. Comparação entre modelo linear sem impactos ($g = 70\mu m$) e um sistema incorporando impactos: (a) $g = 50\mu m$, (b) $g = 30\mu m$ e (c) $g = 10\mu m$ para diferentes valores de *β*. 26
Figura 13 - Potência média de saída versus frequência de forçamento usando $g = 70\mu m$ (sem impacto) e um sistema incorporando impactos: (a) $g = 50\mu m$, (b) $g = 30\mu m$ e (c) $g = 10\mu m$ para diferentes valores de *β*. 27
Figura 14 - Saltos dinâmicos na potência média para varreduras crescente e decrescente, assumindo *β*=100: (a) g = 50 μm, (b) g = 30 μm e (c) g = 10 μm..... 28
Figura 15 - Eficiência versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 50μm para diferentes valores de *β*. 29

Figura 16 - Eficiência versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 30μm para diferentes valores de β. 30

Figura 17 - Eficiência versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 10μm para diferentes valores de β. 31

Figura 18 - Média das potências de saída no intervalo de 500 a 1400 rad/s em função de β, para diferentes valores de g. 32

Figura 19 - Média das eficiências no intervalo de 500 a 1400 rad/s em função de β, para diferentes valores de g. 33

Figura 20 - Diagrama de bifurcação para g = 50μm e $\beta = 200$ 34

Figura 21 - Diagrama de bifurcação para g = 30μm e $\beta = 200$ 34

Figura 22 - Diagrama de bifurcação para g = 10μm e $\beta = 200$ 35

Figura 23 - Influência da variação do amortecimento para o caso específico de β=100 e $g = 50\mu m$: (a) deslocamento máximo, (b) potência média gerada e (c) eficiência. 36

Figura 24 – Ilustração do Aparato experimental utilizado nos ensaios de vibração. 38

Figura 25 – Viga piezelétrica 39

Figura 26 - Aparato experimental montado 40

Figura 27 - Spider8 para aquisição de dados 41

Figura 28 - Placa com resistências variáveis 42

Figura 29 - Viga utilizada para ser o batente mecânico dos ensaios de vibração com a viga piezelétrica 43

Figura 30 - Ensaio de três pontos na Instron®: (a) Imagem do ensaio e gráficos da força versus deformação gerados para: (b) a viga piezelétrica e (c) batente mecânico 45

Figura 31 - Conjunto viga piezelétrica e batente mecânico 47

Figura 32 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 3{,}15\ mm$ e diferentes valores de β. 50

Figura 33 – Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}65\ mm$ e diferentes valores de β. 51

Figura 34 – Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}15\ mm$ e diferentes valores de β. 52

Figura 35 – Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}65\ mm$ e diferentes valores de β. 53

Figura 36 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}15\ mm$ e diferentes valores de *β*. 54

Figura 37 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento para β = 30 e valores diferentes de g. 55

Figura 38 - Saltos dinâmicos para varreduras crescente e decrescente, assumindo..... 56

Figura 39 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 3{,}15\ mm$ e diferentes valores de *β*. 57

Figura 40 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}65\ mm$ e diferentes valores de *β*. 58

Figura 41 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}15\ mm$ e diferentes valores de *β*. 59

Figura 42 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}65\ mm$ e diferentes valores de *β*. 60

Figura 43 - Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}15\ mm$ e diferentes valores de *β*. 61

Figura 44 - Média das potências de saída em função de três casos de rigidez do batente para diferentes valores de g. 62

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Parâmetros utilizados nas simulações (Kim et al., 2010). 20
Tabela 2 - Parâmetros dos ensaios experimentais 40
Tabela 3 - Comprimentos utilizados do batente mecânico e os valores de rigidez associados 46
Tabela 4 - Sequência dos ensaios experimentais 48

1. Introdução

A energia desempenha papel fundamental para a humanidade. Sua importância vai das necessidades mais básicas do ser humano até implementações provenientes do avanço tecnológico. A crescente demanda energética da população mundial e a grande dependência de fontes não renováveis têm gerado preocupações acerca da proteção do meio ambiente e da qualidade de vida da sociedade.

Com a evolução e alta demanda de equipamentos elétricos e eletrônicos como, por exemplo, sensores, *smartphones* e *notebooks*, tem-se a necessidade de ampliação do sistema de alimentação móvel em substituição à dependência das baterias de lítio atuais, que além de necessitarem de recargas periódicas soma-se o fator ambiental do descarte, que pode oferecer grande risco ao meio ambiente se não forem descartadas corretamente.

Com isso, a relevância da produção, consumo e armazenamento de energia de fontes alternativas se torna extremamente importante e tem sido objeto de diversos estudos e pesquisas a fim de maximizar esse processo como um todo, como pode ser exemplificado na Figura 1.

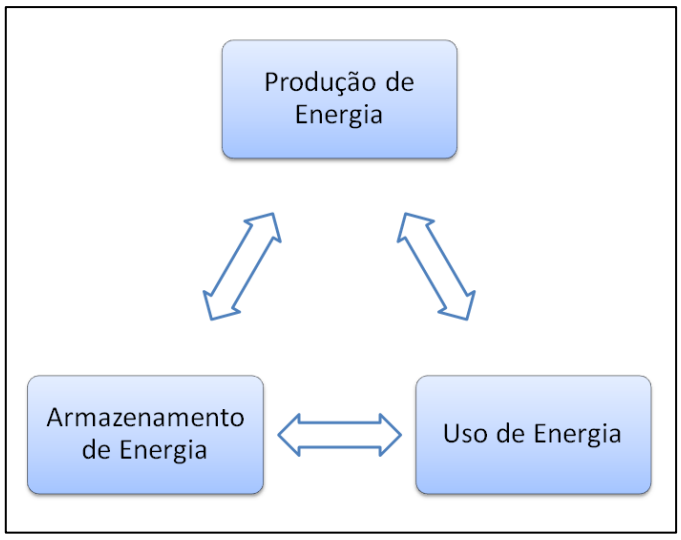


Figura 1 - Conceito de *Energy Harvesting*

Nesse contexto, temos o conceito de colheita de energia, do inglês *energy harvesting*. Esse conceito pode ser definido como a conversão de energia disponível no ambiente em energia elétrica. Dentre as principais fontes destacam-se a solar, térmica, fluídica (hidráulica e eólica), cinética e vibracional (RADOUSKY E LIANG, 2012; ANTON et al., 2007; SODANO et al., 2004).

Um dos métodos mais comuns de obtenção da energia em torno de um sistema é o uso da vibração proveniente do ambiente com uso de materiais piezelétricos (SODANO et al.,2004; ERTURK E INMAN, 2011). Esses sistemas, que integram o grupo de materiais inteligentes, podem ser utilizados como sensores, atuadores e também controladores, sendo conhecidos como Sistemas e Estruturas Inteligentes.

Os materiais piezelétricos possuem como propriedade essencial a capacidade de gerar um potencial elétrico quando deformados mecanicamente ou podem apresentar uma deformação quando submetidos a um campo elétrico.

A maior parte dos geradores de energia piezelétricos está sob a forma de vigas com uma extremidade engastada na fonte de vibração e a outra extremidade livre para vibrar. As configurações mais comuns das vigas piezelétricas consistem em uma ou duas camadas piezocerâmicas recobrindo um substrato de material convencional (alumínio, latão, entre outros), sendo assim geralmente denominados unimorfos ou bimorfos (ERTURK E INMAN, 2011). Quando a viga piezelétrica é submetida à vibração, a mesma se deforma resultando em uma tensão elétrica de saída captada através de eletrodos que revestem as camadas piezelétricas.

De uma maneira geral, os modelos mecânicos podem ser descritos aproximadamente por comportamentos lineares, condicionados a determinadas faixas de operação. Desta forma, vários autores visam o desenvolvimento de experimentos e modelos matemáticos simplificados para descrever o comportamento de dispositivos de geração de energia utilizando materiais piezelétricos que operam em regimes considerados lineares (limite de baixas deformações e sem a inclusão de não linearidades mecânicas ou constitutivas no sistema) (DU TOIT E WARDLE, 2006). No entanto, esses dispositivos, modelados linearmente, apresentam uma desvantagem de ter sua eficiência máxima na condição de ressonância onde pequenos desvios de frequência de excitação podem produzir uma queda significativa na potência de saída. Como as vibrações no ambiente costumam ter frequências e amplitudes variadas, esses dispositivos se tornam pouco atraentes para aplicações em sistemas reais.

A dinâmica de um sistema não linear é muito mais rica e complexa que a de um sistema linear e com isso o desenvolvimento de sistemas não lineares tem sido alvo de diversos estudos no sentido de alavancarem a capacidade de colheita de energia em uma ampla faixa de frequências de excitação (ERTURK E INMAN, 2011). Uma das formas é a inclusão de uma não suavidade mecânica no sistema de geração de energia utilizando piezelétricos. A não suavidade é classificada como uma não linearidade comum na natureza que, analiticamente, está associada a descontinuidades nas equações diferenciais que descrevem o comportamento dinâmico do sistema. A inclusão de contatos intermitentes entre componentes do sistema é descrito como um efeito não suave e pode afetar

significativamente características e o desempenho do dispositivo (BLYSTAD E HALVORSEN, 2011; VIJAYAN et al., 2015; RYSAK et al., 2014).

Portanto, o uso de não linearidades não suaves pode acarretar em uma conversão de energia em uma ampla faixa de frequência de excitação, uma vez que existe uma tendência de deformar a curva de ressonância. Essa deformação está acompanhada a um fenômeno conhecido como salto dinâmico (SAVI, 2006). Estudos mostram que o comportamento dinâmico complexo desses dispositivos não lineares resulta em modificações consideráveis na tensão elétrica coletada por materiais piezelétricos (RYSAK et al., 2014).

Neste trabalho é descrito o desenvolvimento numérico-experimental de uma viga piezelétrica engastada em uma extremidade em uma fonte de vibração e com a outra extremidade livre, sujeita a colisões com um suporte descontínuo (batente mecânico) que pode apresentar diferentes valores de rigidez. Os impactos podem ocorrer dependendo da amplitude de vibração e da distância entre a extremidade livre e o suporte. Este trabalho se apoia basicamente no estudo numérico-experimental do efeito piezelétrico direto e a presença de não linearidades presentes no sistema a fim de otimizar a captação e colheita de energia elétrica. Os impactos no suporte podem modificar significativamente a dinâmica do sistema resultando em uma ampliação de sua eficiência em uma faixa maior de frequências além de introduzir efeitos não lineares como saltos dinâmicos. Diferentes parâmetros são explorados para mostrar como influenciam no sistema.

Inicialmente, apresenta-se uma revisão bibliográfica englobando alguns dos principais trabalhos publicados sobre o tema. A seguir, apresenta-se uma descrição de materiais piezelétricos e sua fundamentação teórica. Em seguida, apresenta-se o modelo matemático de um sistema de colheita de energia e os resultados das simulações numéricas realizadas. A metodologia experimental e os resultados experimentais são mostrados a seguir. Por fim, as conclusões são apresentadas mostrando o potencial da técnica e a correlação numérico-experimental.

2. Revisão Bibliográfica

O fenômeno da piezeletricidade é uma propriedade útil de alguns materiais, que se tornam eletricamente carregados quando submetidos a esforços mecânicos (modo direto). Os piezelétricos exibem também o efeito inverso, isto é, deformam-se quando submetidos a um campo elétrico. O quartzo e o sal de Rochelle são alguns cristais naturais que apresentam efeitos piezelétricos. O desenvolvimento e síntese de novos materiais piezelétricos com suas propriedades amplificadas possibilitou o seu uso para diferentes aplicações práticas e vem contribuindo com diversos avanços tecnológicos na engenharia em geral, como no desenvolvimento de sensores, atuadores e conversores para geração de energia mais eficientes (LEO,2007; ANTON et al.,2007; COOK-CHENNAULT et al.,2008; ERTURK et al.,2011). Os mais conhecidos são os piezocerâmicos Titanato Zirconato de Chumbo (PZT) e os piezopolímeros Polifluoreto de Vinilideno (PVDF) (DU TOIT, 2005).

Ao longo dos últimos anos, o modo direto dos piezelétricos vem sendo explorado em diversas pesquisas para geração de energia limpa com a finalidade de alimentar dispositivos de baixa potência, eliminando a necessidade de substituição de baterias e utilização de cabos de alimentação.

Este capítulo apresenta uma revisão de literatura mostrando a descrição de sistemas de geração de energia utilizando materiais piezelétricos, métodos experimentais e métodos numéricos. O histórico da colheita de energia utilizando materiais piezelétricos, bem como a evolução na otimização de sistemas lineares e não lineares são discutidos.

2.1 Sistemas Lineares

Um dos primeiros estudos sobre o tema colheita de energia foi proposto por WILLIAMS E YATES (1996) onde constataram que é viável gerar quantidades razoáveis de energia elétrica a partir de vibrações mecânicas em um pequeno dispositivo e também por UMEDA et al. (1996 e 1997) que propuseram um mecanismo de geração de energia elétrica que utiliza o estímulo de um impacto mecânico de uma esfera de aço em um transdutor piezelétrico.

Roundy (2005) analisou diferentes concepções e abordagens para colheita de energia baseada em vibrações. Ofereceu ainda uma teoria geral para comparar os diversos métodos e configurações de geradores eletromagnéticos, magnetoestrictivos, eletrostáticos e principalmente piezelétricos. Por fim, comparou previsões da teoria geral com resultados experimentais de dois geradores piezelétricos e avaliou o conceito de eficácia do projeto baseado nos cálculos de potência de saída.

Sodano et al. (2004) e Anton et al. (2007) fizeram revisões na literatura e mostraram os principais avanços das pesquisas realizadas até o momento na área de colheita de energia com destaque para vibrações mecânicas. Foram mostrados efeitos de amortecimento nos sistemas de geração de energia, a eficiência dos geradores, os métodos de armazenamento e análise da performance do piezelétrico versus outros geradores.

O desenvolvimento de tecnologia sem fio e de sistemas micro eletromecânicos (MEMs) ganharam notória atenção e foram um dos precursores nas pesquisas de *energy Harvesting,* pois os microssistemas para sensoriamento geralmente devem ser embutidos em estruturas, que podem ser de difícil acesso e em ambientes hostis, tendo assim dificuldade ou ausência no fornecimento de energia para seu funcionamento. (SODANO, 2004; WILLIAMS E YATES,1996)

DU TOIT et al. (2005) elaboraram um modelo eletromecânico de uma viga 1D para alimentação de MEMs e realizaram comparação com resultados previamente publicados. Fizeram ainda uma verificação do modelo e um projeto de um protótipo de colheita de energia (DU TOIT et al., 2006). Posteriormente realizaram uma validação experimental do acoplamento eletromecânico de modelos anteriormente desenvolvidos para colheita de energia utilizando piezelétricos (DU TOIT et al., 2007). Trabalhos semelhantes sobre microgeradores piezelétricos foram propostos por FANG et al. (2006), LIU et al. (2008) e CHOI et al. (2006) onde apresentaram o projeto de um dispositivo de geração de energia utilizando piezelétricos, sua fabricação e testes de desempenho.

COOK-CHENNAULT et al. (2008) fizeram um estudo comparativo entre fontes de energia não renováveis e renováveis com foco na utilização de piezelétricos na geração de energia. Fazem ainda uma revisão e comparação englobando diferentes tipos de estruturas piezelétricas, modelos, modos de carregamento/operação, materiais e as aplicações práticas de cada um. Outros trabalhos que compararam diferentes dispositivos piezelétricos foram feitos por LU et al. (2004) que fizeram um estudo de caso entre dois tipos específicos de geradores piezelétricos e compararam a eficiência obtida e a potência de saída gerada por ambos. Um trabalho semelhante foi realizado por SODANO et al. (2005) que compararam três tipos: Titanato Zirconato de Chumbo (PZT), Compósito de macro fibras (MFC) e Quick Pack. Foram utilizadas diversas baterias com diferentes capacidades e feito um estudo para determinar o tempo que cada dispositivo levou para carregar de cada uma utilizando vibrações harmônicas e randômicas. Os resultados experimentais estimam a eficiência de cada um e a viabilidade de uso em aplicações reais. Demais testes experimentais acerca do tema podem ser vistos em CRYNS et al. (2013), ERTURK E INMAN (2009), DU TOIT E WARDLE (2007).

Outra tendência relacionada à modelagem de sistemas para geração de energia é a preocupação em desenvolver modelos matemáticos que sejam capazes de representar

fielmente a dinâmica do sistema. Essa linha de trabalho pode ser observada nos seguintes trabalhos: ERTURK E INMAN (2008, 2008a e 2008b), LIAO E SODANO (2008), De MARQUI et al. (2009), AJITSARIA et al. (2007). Há ainda trabalhos que englobam as duas vertentes obtendo assim validação numérico-experimental e podem ser vistos em ABDELKEFI et al. (2014), WU et al. (2012), KIM E KIM (2011) e KIM et al. (2010).

Revisões mais atuais foram feitas por ZHEN E QING (2011) e KIM et al. (2011) onde são revistos de maneira mais ampla vários tipos de dispositivos de vibração, materiais piezelétricos e modelagem matemática. Mais recentemente KANG et al. (2016) publicaram os recentes progressos e os avanços das tecnologias de *energy harvesting* com foco nos materiais, fabricação, projetos exclusivos e propriedades a fim de situar o leitor onde estão os níveis técnicos atuais.

2.2 Sistemas Não Lineares

Segundo SAVI (2006), os modelos não lineares apresentam uma descrição mais realista dos fenômenos naturais do que os modelos lineares. De uma maneira geral, as não linearidades podem ser geométricas ou físicas. As geométricas estão associadas ao movimento, no que diz respeito a restrições ou grandes deslocamentos. Já as físicas estão associadas ao comportamento do sistema, na parte referente aos acoplamentos e características constitutivas inerentes ao material (acoplamento eletromecânico dos materiais piezelétricos, por exemplo), entre outros.

Sistemas não lineares apresentam ainda diversas vantagens comparados a sistemas lineares dentre as quais se destacam a captura de energia sobre uma grande faixa de frequência de vibração. Portanto, o conceito de colheita de energia para tais dispositivos tem despertado interesse especial dos pesquisadores que engloba além da modelagem e otimização de estruturas, o aperfeiçoamento da extração e armazenamento da energia gerada. Com isso, SODANO et al. (2002 e 2005) estudaram tanto a quantidade de energia gerada através de vibração de uma placa piezelétrica quanto métodos para armazenar a energia gerada.

Um comportamento não linear, atualmente bastante explorado por pesquisadores, pode ser resultado de um mecanismo de acoplamento eletromecânico, como nas relações constitutivas não lineares da piezeletricidade. Sabe-se que os sistemas piezelétricos para geração de energia devem trabalhar na condição de ressonância ou perto dela, pois fora desses limites as deformações no material são menores. Tendo isso em vista, HU et al. (2006) analisaram o comportamento de um gerador piezelétrico considerando efeitos não lineares de grandes deformações devido a sua faixa ressonância. Constataram que modelos lineares são limitados e podem produzir resultados básicos na análise da tensão de saída, potência e eficiência na descrição do comportamento do piezelétrico.

CRAWLEY E ANDERSON (1990) mostraram experimentalmente aspectos não lineares dos piezelétricos no que diz respeito ao acoplamento piezelétrico, demonstrando que existe uma dependência significativa com as deformações induzidas no limite de grandes deformações. Baseados nessa informação, TRIPLETT E QUINN (2009) desenvolveram um modelo com um grau de liberdade excitado pela base e analisaram uma resposta aproximada de um sistema de colheita levando em consideração o amortecimento mecânico, não linearidades de rigidez e a relação constitutiva piezelétrica não linear, fazendo uma comparação com simulações numéricas do sistema linear. Diferentes comportamentos puderam ser vistos mostrando que a inclusão de não linearidades na modelagem pode melhorar a comparação numérico-experimental, eliminando as discrepâncias típicas que aparecem ao se prever a potência gerada na frequência de ressonância (KIM et al., 2010). STANTON et al. (2010a) propuseram e validaram experimentalmente a resposta não linear piezelétrica de um dispositivo de colheita eletroelástico usando uma dependência quadrática do coeficiente de acoplamento piezelétrico em função da deformação. A análise realçou a importância da modelagem de não linearidades inerentes ao material incluindo o acoplamento eletromecânico. SILVA et al. (2013) investigaram o efeito de diferentes comportamentos histeréticos do acoplamento piezelétrico. Adotaram um modelo arquétipo composto por um sistema piezelétrico de um grau de liberdade. Realizaram simulações numéricas a fim de estabelecer uma comparação entre os comportamentos lineares e não lineares mostrando a influência da histerese na dinâmica do sistema. Mais tarde, SILVA et al. (2015) mostraram uma comparação entre testes experimentais disponíveis na literatura e simulações numéricas com diferentes modelos de acoplamento piezelétrico (linear, não linear com dependência linear da deformação induzida e não linear com aproximação quadrática da deformação induzida). Os resultados mostram que a descrição não linear apresenta melhores correspondências com os dados experimentais, principalmente o modelo com variação quadrática, reduzindo assim, inconsistências preditas pelos modelos lineares especialmente perto da ressonância.

Com relação a não linearidades mecânicas, um dos métodos mais utilizados para adicionar não linearidades em um dispositivo sujeito a vibrações mecânicas/forçamentos periódicos é a inclusão de materiais magnéticos. Essa inclusão implica no surgimento de um oscilador não linear representado pela equação de Duffing. Uma forma comum é a presença de estruturas biestáveis que possuem um “duplo poço” e dependendo das condições de vibração é possível alcançar um movimento de alta órbita entre as duas posições de equilíbrio estáveis (ERTURK et al., 2009; ERTURK E INMAN, 2011).

TANG et al. (2012) investigaram a introdução de materiais magnéticos no sistema sob vários cenários de vibração. Configurações monoestável e biestável são analisadas com diferentes frequências e níveis de excitação, determinando assim a região onde a

configuração não linear é ótima para o sistema. Estudo semelhante foi feito por GHANI et al. (2016) onde utilizaram quatro configurações de imãs operando nos modos repulsivos e atrativos para analisar experimentalmente a funcionalidade do dispositivo. ERTURK et al. (2009) e STANTON et al. (2009 e 2010) investigaram um dispositivo piezomagnetoelástico para colheita de energia através de vibração que consiste em uma estrutura composta por uma viga em balanço e imãs permanentes. Resultados mostraram que, ao se utilizar esse fenômeno não linear, é possível obter uma forma eficiente de aumentar a banda de frequência do dispositivo. Outros autores também estudaram a possibilidade de aplicar força magnética para modificar a rigidez efetiva e assim criar um sistema biestável (CAMMARANO et al., 2014; FERRARI et al., 2010; REISMANN et al., 2009; ERTURK E INMAN, 2011b).

Mais recentemente, DE PAULA et al. (2015) trataram da análise da tensão elétrica fornecida por um gerador piezomagnetoelástico não linear submetido a excitações aleatórias. Sistema linear, não linear monoestável e não linear biestável foram comparados sob diferentes forçamentos. A abordagem numérica e experimental foi realizada e mostraram bom acordo qualitativo. Outros estudos numéricos e experimentais utilizando osciladores tipo Duffing também foram feitos por LEADENHAN E ERTURK (2015), SEBALD et al. (2011) e MANN E SIMS (2009).

Outra maneira de incluir não linearidades no sistema é o uso sinérgico de materiais inteligentes. A inclusão de elementos de ligas de memória de forma (SMAs, do inglês *Shape Memory Alloy*) pode melhorar o desempenho de colheita de energia. As SMAs apresentam uma transformação de fase martensítica que pode ser explorada tanto para alterar a rigidez quanto para alterar a energia dissipada. RHIMI E LAJNEF (2012) estudaram a potência e resposta de frequência de uma viga com camadas piezelétricas e inclusões cilíndricas de liga de memória de forma, mostrando o comportamento não linear devido à transformação de fase dentro das inclusões de SMA. AVIROVIK et al. (2013) desenvolveram um dispositivo híbrido acoplando um elemento piezelétrico com SMA para funcionalidade dupla, tanto para atuador quanto para colhedor de energia. SILVA et al. (2015a) empregou uma análise numérica de um sistema de colheita SMA-Piezelétrico onde utilizaram o modelo constitutivo de Brinson (1993). Os resultados indicaram que a inclusão do elemento SMA pode ser usada para estender a faixa operacional do sistema.

Diversos autores vêm demonstrando que ajustes mecânicos podem se mostrar eficazes no sentido de tornarem os dispositivos de geração de energia com piezelétricos mais sintonizáveis, ou seja, de operarem em uma maior faixa de frequência. Diferentes formas podem ser implementadas: utilizando uma pré-carga, incluindo uma massa assimétrica na ponta, variando a geometria, adicionando batentes mecânicos ao sistema, entre outros.

LESIEUTRE E DAVIS (1997) mostraram que pré-cargas axiais compressivas podem aumentar o coeficiente de acoplamento eletromecânico de um elemento piezelétrico bimorfo. Baseado nisso, LELAND E WRIGHT (2006) desenvolveram um dispositivo de colheita aplicando uma carga axial compressiva para ajustar a faixa de ressonância alterando sua rigidez efetiva.

BAI et al. (2014) mostraram que uma massa assimétrica colocada diretamente na ponta da viga piezelétrica pode induzir comportamentos não lineares e histeréticos no dispositivo de colheita piezelétrico. FRISWELL et al. (2012) desenvolveram uma configuração que consiste em um sistema "inverso" de uma viga montada verticalmente dotada de uma massa na extremidade livre sendo excitada na direção paralela a sua base, fazendo com que essa configuração seja altamente não linear. Resultados numéricos e experimentais comprovaram as conclusões.

CHO et al. (2012) projetaram um sistema micromecânico de viga integrado intencionalmente com não linearidades geométricas devido ao acoplamento de nanotubos (nitreto de Boro). O método de múltiplas escalas foi aplicado para estudar a dinâmica não linear do sistema, sendo comparado satisfatoriamente com resultados experimentais. Foi mostrado que pequenas mudanças na geometria do sistema (incorporação de elemento de nanoescala) foi suficientemente capaz de introduzir uma não linearidade forte no sistema e produziu transição dos efeitos de "*hardening"* para o de "*softening".* Outro estudo que apresentou efeitos das não linearidades geométricas foi feito por DAQAQ et al. (2009), que leva em conta ainda as não linearidades de inércia e arrasto na estrutura. Também é utilizado o método de múltiplas escalas para obter uma aproximação das soluções analíticas que são usadas para estudar os efeitos do acoplamento eletromecânico do sistema. Por fim comparam resultados teóricos com experimentais, observando acordo entre eles. HU et al. (2007) analisaram o desempenho de um dispositivo de colheita que consiste em uma placa piezelétrica bimorfa com largura variável operando no modo de flexão. É observado que existe um ângulo de inclinação ótimo na largura da placa que torna o dispositivo mais eficiente.

Revisões gerais acerca do papel das não linearidades na colheita de energia sob diferentes tipos de excitações e condições foram feitos por PELLEGRINI et al. (2012) e por DAQAQ et al. (2014).

Outro importante método mecânico explorado para aumentar a largura de banda é a utilização de batentes mecânicos na forma de suporte descontínuo não suave. São concebidos de modo a limitar o deslocamento entre a parte vibracional e o batente. Os impactos ocorrem quando a amplitude de movimento for suficientemente grande para atingir o fim de curso.

Diversos autores mostraram que resultados dessa configuração podem ser explorados para ampliar a largura de banda do dispositivo, mesmo oferecendo a desvantagem de que a potência de saída média aumenta com excitações mecânicas e satura a níveis de excitação elevados (amplitudes de aceleração que levam a ocorrência de impactos), reduzindo a energia gerada para deslocamentos elevados. (KAUR et al., 2010 e 2016; BLYSTAD E HALVORSEN, 2011; LE et al., 2013; BASSET et al., 2014). Como esse sistema é o foco do presente trabalho, será amplamente discutido a seguir.

Os sistemas mecânicos que apresentam atrito seco, impacto e folgas são exemplos de sistemas não suaves. Estes sistemas têm como característica operar em diferentes modos, sendo a transição de um modo para outro em uma escala muito pequena. Com isso, esta transição pode ser, ocasionalmente, idealizada como instantânea ou simplesmente discreta no tempo. Geralmente a modelagem desses sistemas leva a sistemas dinâmicos descontínuos e desta forma, cada modo está associado a um conjunto de equações diferenciais no qual a partir de determinados parâmetros, ocorra um chaveamento entre eles (SAVI, 2006).

O emprego de sistemas não suaves vem sendo amplamente explorado na literatura. DIVENYI et al (2006) formularam um modelo matemático que utiliza um *switch* para análise da não suavidade em um oscilador com um suporte descontínuo, ou seja, o espaço de estado é dividido, definindo transições entre as regiões. SAVI et al. (2007) desenvolveram um aparato experimental composto de um oscilador de um grau de liberdade com um suporte descontínuo para verificar a capacidade do modelo numérico anteriormente proposto de descrever o comportamento do sistema. O dispositivo foi instrumentado para que fosse possível obter todas variáveis de estado do sistema e com isso, ser possível comparar os resultados e obter a validação numérico-experimental. Posteriormente, DIVENYI et al. (2008) realizaram uma investigação experimental do oscilador com suporte descontínuo considerando diferentes aspectos e configurações para avaliar principalmente a influência da característica do suporte e a introdução de impactos internos no sistema do oscilador.

KARPENKO et al. (2002) estudaram sobre as não suavidades e sua influência em um sistema de um rotor com dois graus de liberdade sujeito ao impacto devido a vibrações forçadas no sistema causadas por forças centrífugas associadas a folga radial no mancal.

SILVA et al. (2013) introduziram a utilização de materiais inteligentes em sistemas com suporte descontínuo. Analisaram duas situações de um sistema de um rotor com dois graus de liberdade: a primeira colidindo com um suporte linear-elástico e a outra com um suporte com memória de forma.

O conceito de geração de energia não suave em sistemas vibracionais piezelétricos incluindo impactos em um suporte rígido foi apresentado por RYSAK et al. (2014).

Propuseram uma viga de alumínio recoberta com camada piezocerâmica submetida a excitação harmônica. A introdução do suporte modificou a característica do sistema *(hardening*) e foi observado uma ampliação na faixa de frequência para uma potência de saída com altos valores. Foi constatado a sensibilidade do sistema não linear em função das condições iniciais. Os autores mostraram que a condição de ressonância associada aos impactos apresentou uma melhor eficiência do processo de colheita de energia.

SOLIMAN et al. (2008) mostraram um sistema de colheita com batente. Os resultados demonstraram que o desempenho é fortemente influenciado pela relação da rigidez do suporte e do elemento de colheita de energia (viga-piezo) e também pela velocidade da viga no ponto de impacto.

JACQUELIN et al. (2011) estudaram um dispositivo semelhante de colheita de energia de impacto piezelétrico composto de duas vigas piezelétricas e uma massa deslizante em um canal perpendicularmente entre as vigas. O objetivo é analisar a influência de vários parâmetros como peso da massa deslizante, comprimento das vigas e gap entre elas, comprimento do canal de deslizamento e localização do impacto na potência de saída e desempenho do sistema.

VIJAYAN et al. (2014 e 2015) propuseram um sistema de vigas acopladas que quando excitadas pela base sofrem impacto entre si e analisaram a influência de diversos parâmetros na estrutura bem como a análise de uma viga simples. A varredura na frequência mostra uma sensibilidade na geração de potência com a rigidez do contato, amortecimento, razão entre espessuras e a folga entre as vigas. Assim, mostraram a capacidade de converter a respostas de baixas frequências para altas frequências usando o impacto não linear.

KAUR E HALVORSEN (2016) desenvolveram uma configuração experimental e um modelo de colheita de energia eletrostática com impactos. Diferentes respostas podem ser obtidas modificando diferentes parâmetros. Os resultados mostram que a resposta do dispositivo de colheita é altamente sensível à posição do batente e a pequenas amplitudes de aceleração.

Resultados dos estudos mostrados anteriormente comprovam que o conceito de geração de energia em sistemas não suaves com a introdução de um suporte rígido para propiciar impactos na estrutura piezelétrica dependendo da condição de amplitude de vibração é uma opção viável quando se deseja obter uma ampliação na faixa de frequência de operação do gerador.

3. Fundamentação Teórica

3.1 Materiais Piezelétricos

Os materiais piezelétricos são classificados como materiais inteligentes, usualmente utilizados como sensores e atuadores nos chamados sistemas inteligentes. Materiais inteligentes possuem características adaptativas, pois modificam sua forma ou suas propriedades físicas a partir da imposição de um campo elétrico ou magnético, de mudanças de temperatura ou de carregamentos mecânicos. Em linhas gerais, pode-se dizer que, atualmente, os principais e mais conhecidos materiais inteligentes são os piezelétricos, as ligas e polímeros com memória de forma, do inglês *Shape Memory Alloys* (SMAs) e *Shape Memory Polymers* (SMPs), as ligas magnéticas com memória de forma (*Magnetic Shape Memory Alloys* – MSMAs), os materiais magnetoestrictivos e os fluidos eletro-magneto reológicos (LAGOUDAS, 2008; LEO, 2007; ERTURK E INMAN, 2011).

Estes materiais possuem diferentes tipos de acoplamentos em mais de um domínio da física, no caso particular dos piezelétricos, possuem acoplamento eletromecânico. Em 1880, Jacques e Pierre Curie descobriram que cristais de quartzo, topázio, turmalina e alguns outros cristais, quando submetidos à pressão, podiam gerar potencial elétrico devido a uma tensão mecânica aplicada. A piezeletricidade inversa foi deduzida, matematicamente, dos princípios fundamentais da termodinâmica por Lippmann em 1881. Os irmãos Curie confirmaram a existência do efeito piezelétrico inverso (quando expostos a determinados potenciais elétricos, tais materiais mudavam sua forma, expandindo ou se contraindo) (PRIYA E INMAN, 2009).

A presença de piezeletricidade está relacionada pela ausência de centro de simetria nas células unitárias dos cristais. Se não há centro de simetria, as cargas positivas e negativas conseguem se movimentar, uma em relação à outra, gerando dipolos elétricos. Considerando a estrutura cristalina de materiais naturais como quartzo, por exemplo, o efeito piezelétrico exibido é bastante pequeno. Com isso, materiais policristalinos cerâmicos como Titanato de Bario (BaTiO3), o Titanato Zirconato de Chumbo (PZT), Titanato de Chumbo (PbTiO2) e Zirconato de Chumbo (PbZrO3) que possuem propriedades piezelétricas melhoradas, são sintetizados através do processo denominado polarização, do inglês *poling* (LEO, 2007; BEEBY et al., 2006)

O processo de polarização, como pode ser visto na Figura 2, consiste em elevar a temperatura do material até superar a temperatura de Curie, despolarizando e tornando assim uma estrutura centro-simétrica. A seguir, aplica-se campo elétrico de intensidade elevada na direção em que se quer polarizar, deformando a estrutura do cristal. O material é então resfriado a temperatura ambiente com o campo elétrico ainda presente e

posteriormente retirado. Desta forma, a maior parte dos dipolos fica reorientado em uma única direção.

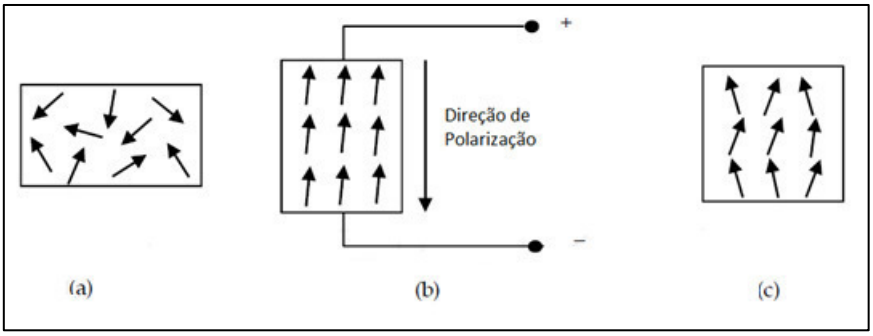


Figura 2 - Processo de Polarização de Materiais Piezelétricos (a) antes da Polarização, (b) durante a polarização e (c) após a polarização. (Adaptado de TAN, 2011)

Como dito anteriormente, piezelétricos possuem acoplamento eletromecânico. Com isso, suas propriedades devem ser regidas por equações constitutivas que relacionem intimamente os campos elétrico e mecânico.

As duas propriedades piezelétricas podem ser definidas da seguinte maneira: A primeira, chamada de efeito direto, quando aplicada uma tensão mecânica no material gera um potencial elétrico; e a segunda, chamada de efeito inverso, quando aplicado um campo elétrico no material, é produzida uma deformação mecânica. É importante frisar a coexistência dos dois efeitos, com isso, é termodinamicamente inconsistente desprezar a presença do efeito inverso em aplicações onde se trabalha com efeito direto e vice-versa (ERTURK, 2009). Nota-se ainda uma dependência linear da deformação mecânica com o campo elétrico aplicado (no limite de baixas deformações), assim, se for invertido o sentido do campo elétrico, a deformação será também.

Em resumo, como se podem ter efeitos de acoplamento cruzado devido a tensões mecânicas ou tensões elétricas aplicadas, deve-se considerar as mudanças de tensão e deslocamento elétrico em três direções ortogonais. Este fato poderá ser observado na análise das equações constitutivas que será apresentada mais a frente. Assumindo o cubo mostrado na Figura 3 como feito de material piezelétrico com eletrodos posicionados na face superior e inferior do cubo e um eixo de coordenadas cartesianas orientado em um de seus vértices, pode-se denominar 3 direções: 1 é a profundidade, 2 o comprimento e 3 a altura.

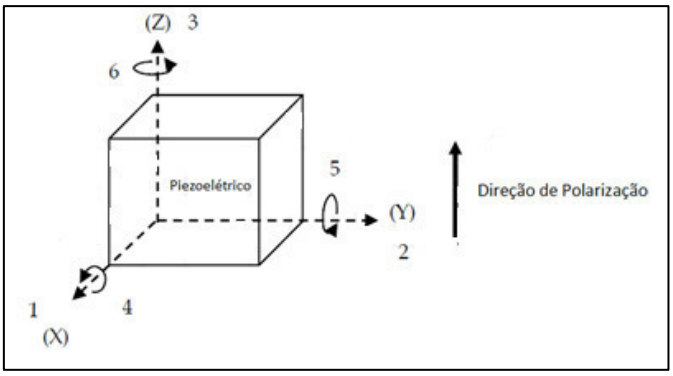


Figura 3 - Representação dos eixos em um piezelétrico. (Adaptado de TAN (2011))

Por convenção, o plano de isotropia é definido como plano 12 (ou plano xy) e o material piezelétrico exibe simetria em torno do eixo 3 (ou o eixo z), que é o eixo de polarização do material. Assim, as equações constitutivas lineares podem ser descritas nas por (ERTURK E INMAN, 2011):

$$D_i = d_{ikl}T_{kl} + \varepsilon_{ik}^{T}E_k \qquad \text{(Efeito direto)} \tag{1}$$

$$S_{ij} = s_{ijkl}^{E}T_{kl} + d_{kij}E_k \qquad \text{(Efeito indireto)} \tag{2}$$

onde, T_{kl}, D_i e E_k são as componentes de deformação, tensão, deslocamento elétrico e campo elétrico, respectivamente. s_{ijkl}, d_{kij}, ε_{ik} são as componentes das matrizes de flexibilidade elástica, constante piezelétrica e a permissividade elétrica do vácuo, respectivamente. Os superescritos $(\,)^T$ e $(\,)^E$ denotam que a as constantes são medidas sobre condições de tensão e campo elétrico constantes, respectivamente.

Definido isso, existem duas maneiras usuais de se trabalhar com materiais piezelétricos. O modo 33, onde o coeficiente piezelétrico é chamado de d_{33}, na qual a tensão mecânica aplicada será na direção 3 e a diferença de potencial produzida também será na direção 3. O modo 31, onde o coeficiente piezelétrico é chamado de d_{31} e a tensão aplicada se dá na direção 1 (perpendicular a polarização) e a diferença de potencial gerada será na direção 3 como mostra a Figura 4.

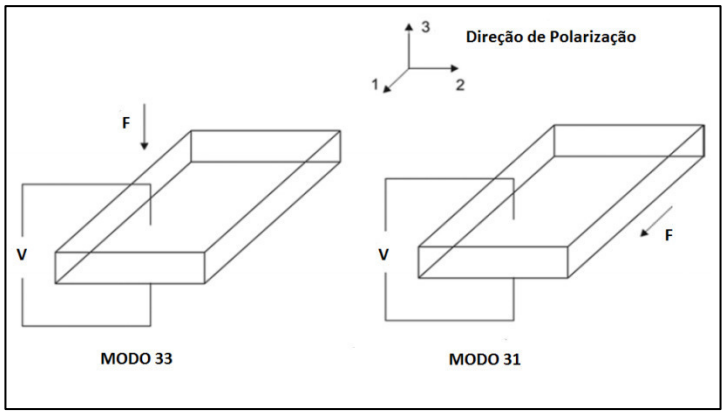


Figura 4 - Modos de Operação materiais piezelétricos. (Adaptado de PRIYA E INMAN, 2009)

A geometria mais comum utilizada em grande parte dos estudos de geração de energia através de materiais piezelétricos é ilustrada na Figura 5. Constitui-se de uma viga metálica retangular, onde uma de suas extremidades se encontra conectada a uma fonte de vibração enquanto a outra extremidade permanece livre (também conhecida como viga em balanço) (RAMADASS et al., 2010; KANG et al., 2011).

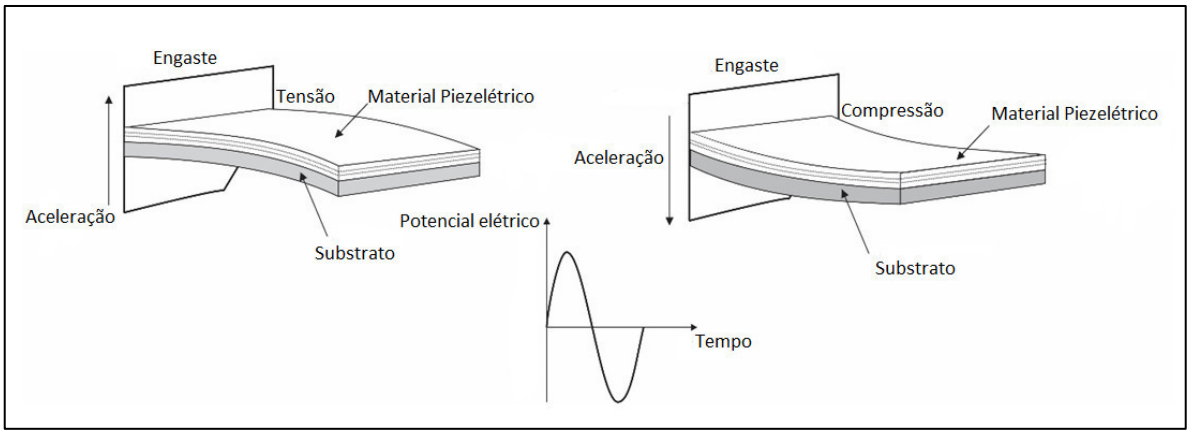


Figura 5 - Configuração básica para captação de energia através de vigas piezelétricas em balanço (Adaptado de Silva et al., 2015a)

Ao trabalhar-se com uma fina estrutura piezoelástica, pode-se modelar a mesma como uma viga longa de pequena espessura. Dessa forma, todas as componentes de tensão são desprezadas, com exceção da componente na direção 1, conforme mostra a Figura 6, e as equações constitutivas (1) e (2) podem ser simplificadas como:

$$D_3 = d_{31}\, T_1 + \varepsilon_{33}^{T}\, E_3 \quad \text{(Efeito direto)} \tag{3}$$

$$S_1 = s_{11}^{E}\, T_1 + d_{31}\, E_3 \quad \text{(Efeito inverso)} \tag{4}$$

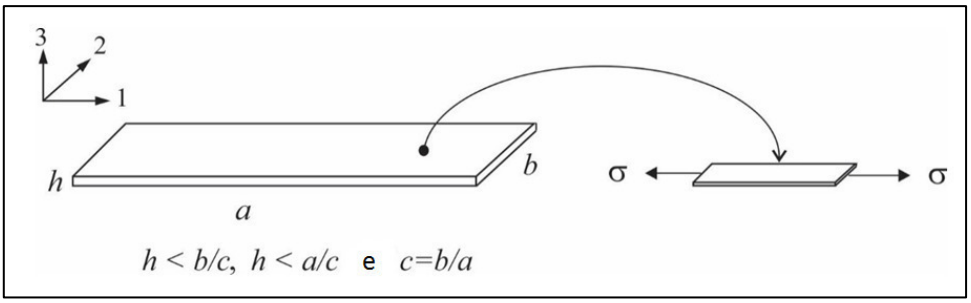


Figura 6 - Viga fina piezelétrica. (Adaptado de PRIYA E INMAN,2009)

Assim, tomando por base o foco do trabalho, a aplicabilidade da geração de energia através de elementos piezelétricos é dependente da amplitude máxima desenvolvida durante a vibração. Portanto, para obter-se um maior nível de energia gerada, é interessante que o sistema trabalhe próximo de sua frequência de ressonância. A introdução de não linearidades pode fazer com que o sistema se torne mais eficiente em uma ampla faixa de frequências, se adaptando a fontes reais de vibrações.

4. Modelagem Matemática

Neste capítulo é apresentado o modelo arquétipo para representar o comportamento do dispositivo de colheita de energia e as equações de movimento que governam o sistema dinâmico.

Considera-se uma viga piezelétrica engastada, que consiste em uma placa de material flexível com elemento piezelétrico, excitada por uma estrutura vibratória. Essa configuração é um dos métodos mais usuais para captação de energia utilizando energia vibracional. No presente trabalho é utilizada uma viga mono engastada com extremidade livre, dotada de uma camada de material piezelétrico, fixado próximo ao engaste e presa a um *shaker* eletrodinâmico. O principal objetivo de se colocar o material piezelétrico próximo ao engaste é o fato de a viga trabalhar em modo de flexão, gerando maiores níveis de deformações do material (por esta ser a região onde ocorrem maiores deformações) e consequentemente produzindo maior diferença de potencial elétrico. Devido a esse modo de excitação da estrutura, a deformação aplicada ocorre na direção longitudinal ao longo da viga, ou seja, na direção "1" e a diferença de potencial gerada na direção segundo a espessura, "3", assim por convenção, atribui-se o chamado modo de operação 31(figura 4). Aliado a isso, é fixado um suporte descontínuo (batente mecânico) a uma dada distância perpendicular à viga a fim de adicionar não linearidade ao sistema.

Esse sistema pode ser tratado através da análise de um modelo arquétipo com um grau de liberdade, como pode ser visto na Figura 7.

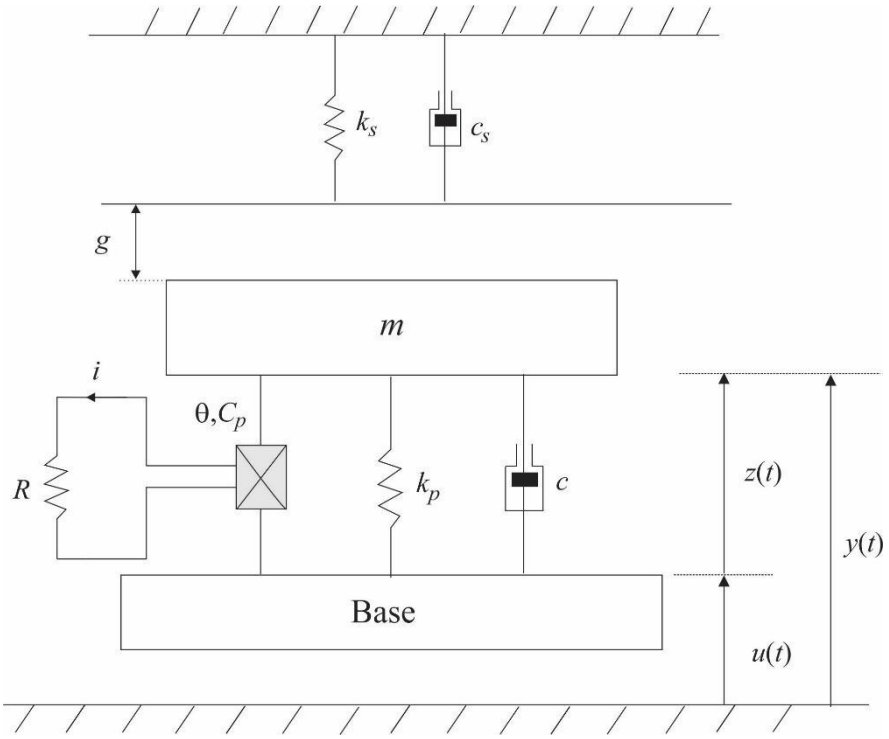


Figura 7 - Modelo arquétipo do sistema de geração de energia com um suporte descontínuo

O modelo simplificado que descreve a dinâmica do sistema consiste em um modelo massa, mola e amortecedor sujeito a vibrações, acrescido de um acoplamento eletromecânico proveniente do material piezelétrico. A mecânica do modelo considera um oscilador, tratado por uma viga piezelétrica, que apresenta uma massa m, rigidez k_p e coeficiente de amortecimento linear c. O sistema é submetido a uma excitação de base $u(t)$, o deslocamento de massa será representado por y e a representação do deslocamento da massa em relação à base é dado por z. O acoplamento eletromecânico é representado por θ, onde é feita a conexão com um circuito elétrico que pode ser representado como resistor-capacitor (RC). A resistência do circuito é representada por R, V é a tensão elétrica através do elemento piezelétrico, i é a corrente elétrica e C_p é a capacitância do piezelétrico. Analogamente, o batente mecânico (suporte descontínuo) apresenta uma rigidez k_s e constante de amortecimento linear dada por c_s. A distância entre o oscilador e o batente é dada por g, facultando o sistema oscilatório a duas situações, ou seja, a ocorrência ou não de choques contra o batente.

Com isso, a análise do sistema dinâmico é descrita por duas equações diferenciais (com e sem a ocorrência de impactos) e somente uma equação diferencial elétrica, levando em consideração o circuito elétrico acoplado através do elemento piezelétrico. Considerando um forçamento harmônico dado por $\ddot{u} = \delta \mathrm{sen}(\omega t)$, onde δ é a amplitude de aceleração de base, as equações podem ser vistas a seguir:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + k_p z - \theta V = -m\ddot{u} \quad \text{se } z < g \text{ (sem contato)} \tag{5}$$

$$m\ddot{z} + (c + c_s)\dot{z} + k_p z + k_s(z - g) - \theta V = -m\ddot{u} \quad \text{se } z \geq g \text{ (com contato)} \tag{6}$$

A equação diferencial elétrica para ambos os casos é dada por:

$$\theta\dot{z} + C_p\dot{V} + \frac{1}{R}V = 0 \tag{7}$$

A potência elétrica instantânea é definida por $P = V^2/R$, e as potências médias de entrada (P_{in}) e saída (P_{out}) são definidas considerando a medida estatística do valor eficaz, RMS, do inglês *root mean square*. Essa média é bastante usual e indicada na análise de sistemas não lineares, onde se tem uma função variável contínua e a possibilidade de se ter comportamentos não periódicos, uma vez que sua resposta indica resultados bem comportados de melhor análise. As equações podem ser vistas a seguir:

$$P_{out} = \sqrt{\frac{1}{t}\int_0^t (V^2/R)^2 dt} \tag{8}$$

$$P_{in} = \sqrt{\frac{1}{t}\int_0^t ((m\ddot{u})z')^2 dt} \tag{9}$$

As médias são calculadas retirando-se a resposta transiente da análise. A eficiência η do sistema é avaliada estabelecendo uma comparação entre a potência de saída (elétrica) e a potência de entrada (mecânica), dada por $\eta = P_{out}/P_{in}$.

A modelagem matemática e a realização de simulações numéricas constituem uma importante fase da pesquisa científica, pois são fornecidas informações essenciais para desenvolvimento e comparação experimental além da compreensão acerca da dinâmica do problema.

No presente trabalho, um código numérico que utiliza como algoritmo de integração o método de Runge Kutta de quarta ordem é implementado e são realizadas simulações numéricas utilizando o software comercial Matlab®. São utilizados passos de integração da ordem de 10^{-4}s obtidos através de um estudo de convergência. Uma análise paramétrica é realizada variando parâmetros de rigidez do suporte (k_s) e o gap g.

Todas as simulações são feitas utilizando os parâmetros listados na Tabela 1, obtidos de KIM et al. (2010). Para fins de simplificação, utilizou-se o valor da constante de amortecimento do suporte, c_s, sendo igual ao do elemento piezelétrico, c.

Tabela 1 - Parâmetros utilizados nas simulações (Kim et al., 2010).

m(kg)	C_p (F)	$R(\Omega)$	$c_s = c$ ($\mathrm{Nm^{-1}}$)	k_p($\mathrm{Nm^{-1}}$)	Θ ($\mathrm{NV^{-1}}$)	δ ($\mathrm{m/s^2}$)
0,00878	$4{,}194 \times 10^{-8}$	100×10^3	0,2198821	4150	-0,004688	2,5

São explorados diferentes valores de rigidez do suporte e a distância entre o suporte rígido e a viga, avaliando as situações de maior eficiência na geração de energia. Os resultados das simulações numéricas são apresentados no capítulo 5 a seguir.

5. Resultados Numéricos

Para explorar numericamente os efeitos das não linearidades associadas ao sistema de colheita de energia apresentado anteriormente no capítulo 4, mostram-se alguns resultados das simulações numéricas realizadas para investigar os efeitos de diferentes parâmetros na resposta dinâmica do sistema. O deslocamento máximo, a potência média de saída gerada e a eficiência são analisados, adotando diferentes valores de rigidez de suporte em função do parâmetro adimensional β dado por $\beta = k_s/k_p$ e do gap (g).

Foram feitas análises da dinâmica do sistema considerando varreduras crescente e decrescente para frequência de excitação harmônica dentro da faixa compreendida entre ω = 500 e 1300 rad/s e adotando um mesmo valor de amplitude de aceleração $\delta = 2.5m/s^2$.

A Figura 8 mostra os resultados do deslocamento máximo sob uma variação harmônica da frequência de excitação para diferentes valores de β.

Nota-se que para g = 70μm, representado pela curva preta, a viga piezelétrica não toca no suporte em seu deslocamento máximo, resultando em um comportamento linear, sem contato e um sistema de banda estreita. À medida que g diminui para 50 μm, os impactos começam a ocorrer e levam a uma característica típica não suave deslocando os picos de ressonância para direita e incluindo saltos dinâmicos. Esse comportamento é mais evidente à medida que a rigidez do suporte aumenta, quando os picos de ressonância ficam menos agudos e mais amplos, ocupando uma maior faixa de frequência e resultando assim, em um sistema de banda larga. Observa-se que a resposta do deslocamento aumenta sem sofrer variação até a ocorrência do contato seguida da inclinação da curva e uma queda abrupta da resposta. Somado a isso, observa-se que o aumento da rigidez do suporte também restringe o deslocamento. Após o salto dinâmico, a resposta torna-se idêntica à associada ao sistema linear. Portanto, a rigidez do suporte possui grande influência na dinâmica do sistema.

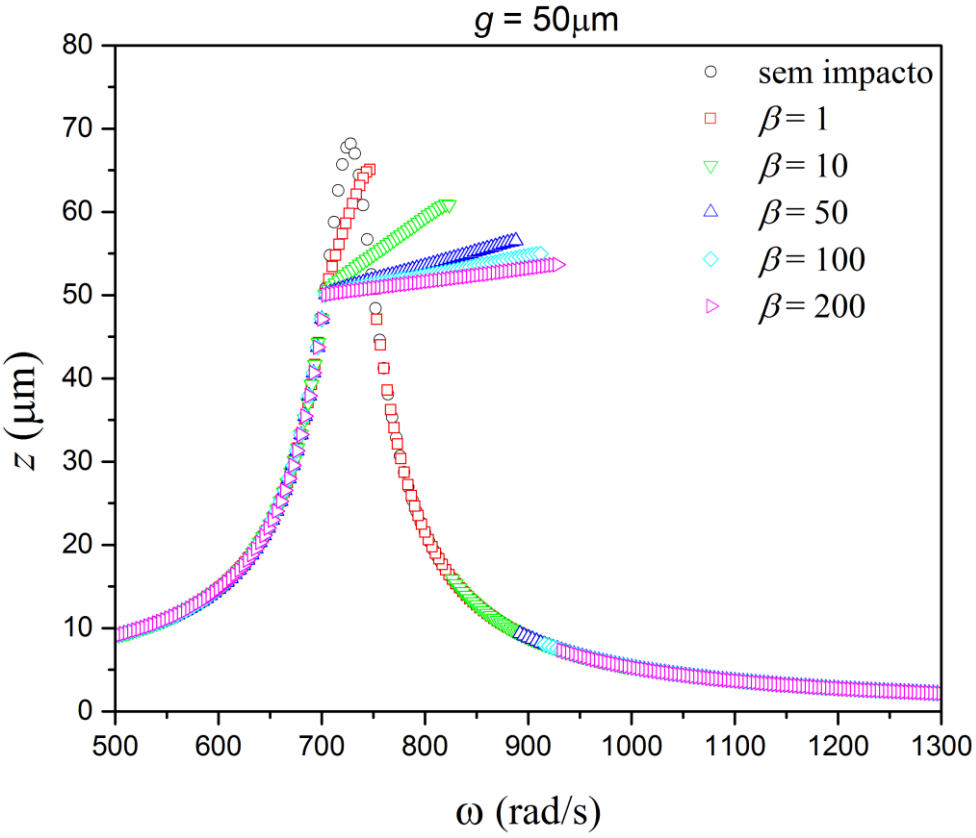


Figura 8 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 50μm para diferentes valores de β.

As Figuras 9 e 10 estendem a análise para gaps menores ($g = 30\mu m$ e $10\mu m$). Comparando as figuras, nota-se que redução do espaço provoca a diminuição do deslocamento máximo devido à restrição de contato o que implica que a eficácia do sistema de colheita é reduzida. No entanto, também se observa que essa diminuição está associada ao aumento da banda de operação. Para ilustrar melhor este comportamento, a Figura 11 mostra a resposta de deslocamento máximo para diferentes valores de g considerando um valor fixo de $\beta = 200$. Pode-se observar que há uma redução significativa do deslocamento máximo associado a uma amplificação da banda de frequência operacional.

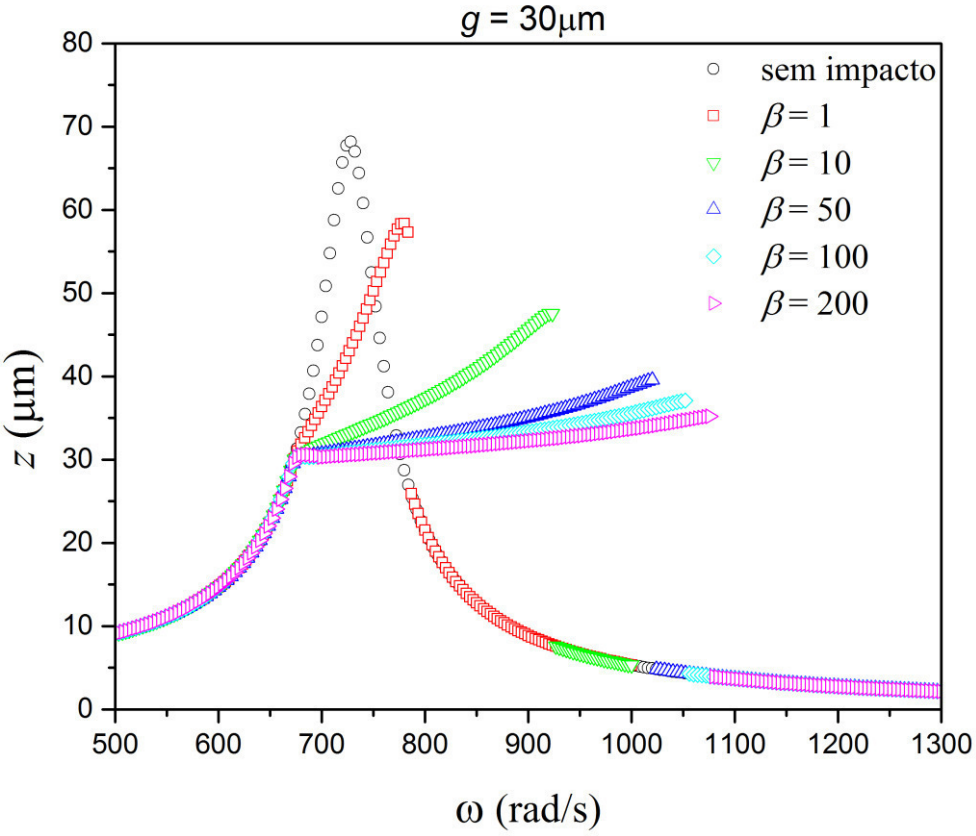


Figura 9- Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 30μm para diferentes valores de β.

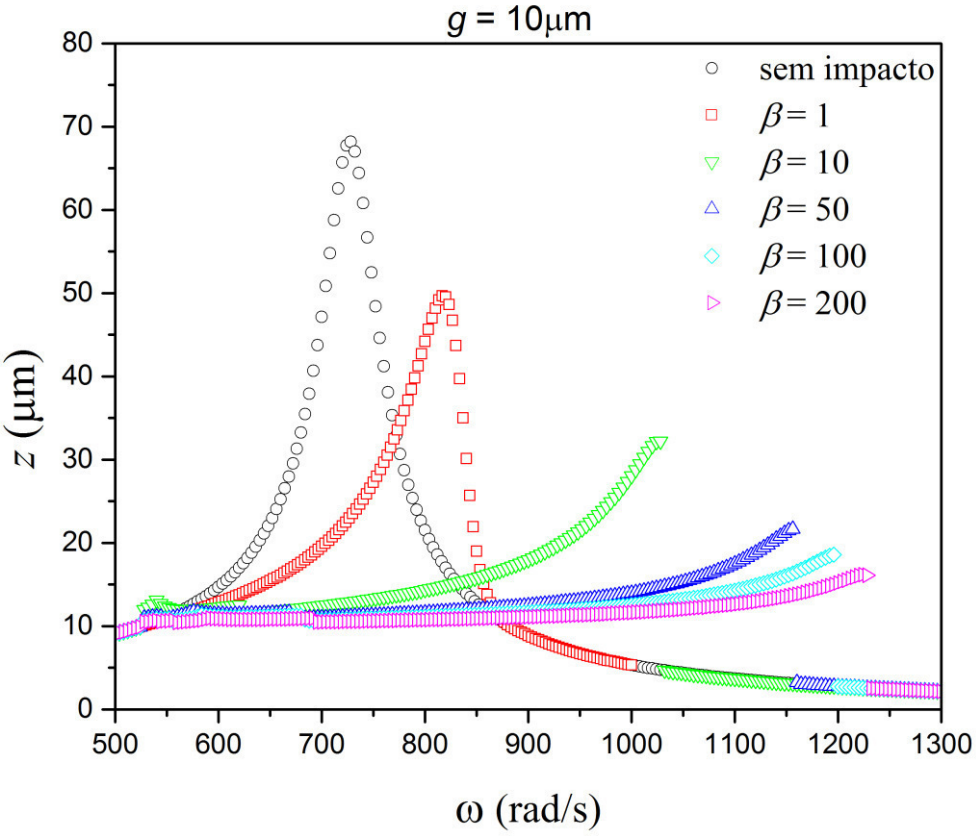


Figura 10 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 10μm para diferentes valores de β.

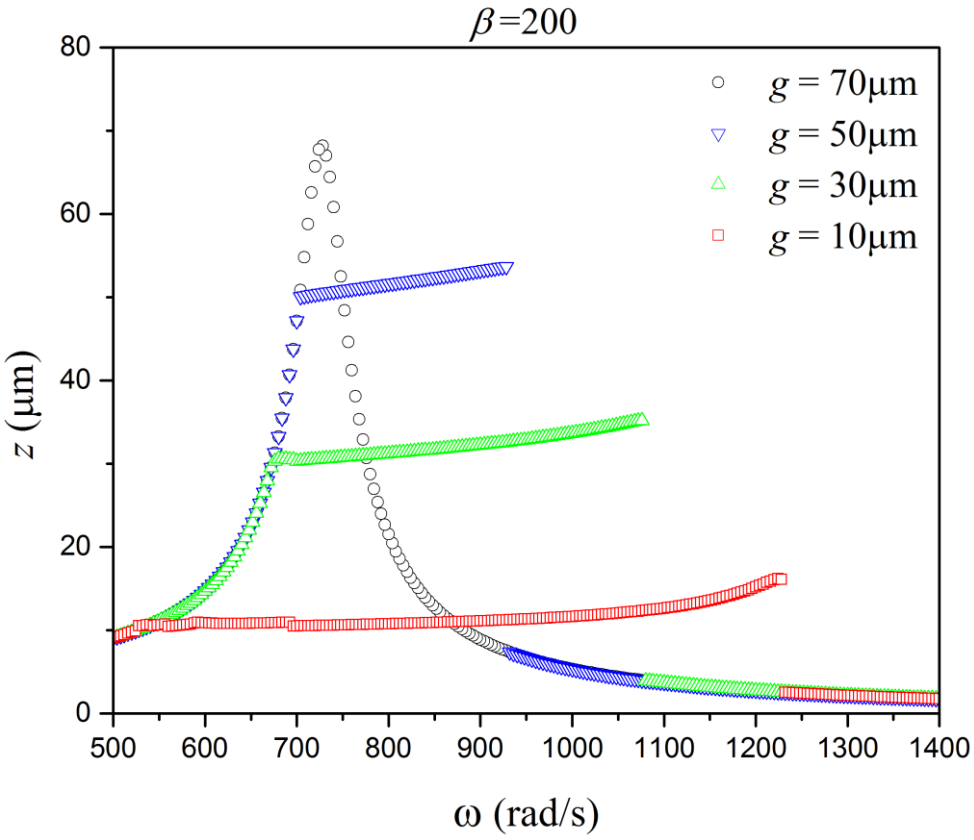


Figura 11 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento para β= 200 variando g.

A Figura 12 mostra os espaços de fase e as seções de Poincaré obtidas nas frequências em que ocorrem os valores máximos de deslocamento para os seguintes casos: (a) $g = 50\mu m$, (b) $g = 30\mu m$ e (c) $g = 10\mu m$. Nota-se que todas as respostas estão relacionadas a um comportamento periódico. Ao assumir o caso linear, sem impactos, usando $g = 70\mu m$, o sistema apresenta uma órbita simétrica em relação ao zero de deslocamento. As órbitas do espaço de fase começam a mudar consideravelmente a medida que g diminui, uma vez que os impactos começam a ocorrer. Esse efeito é mais pronunciado quando a rigidez do suporte aumenta gradualmente e percebe-se que as órbitas se tornam bastante achatadas e assimétricas como se pode ver na região em que ocorre a restrição ao movimento.

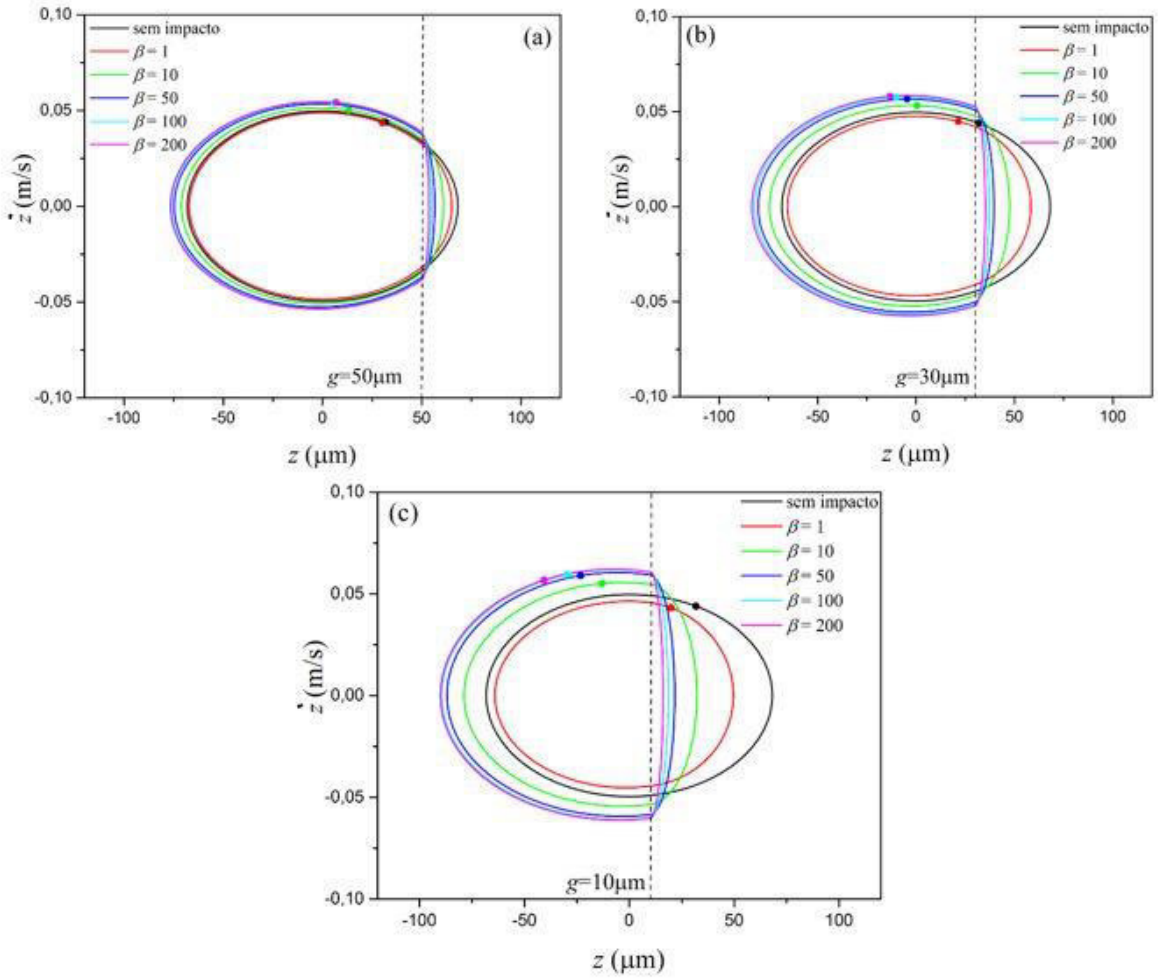


Figura 12 - Espaços de fase e seções de Poincaré em suas frequências de ressonância. Comparação entre modelo linear sem impactos ($g = 70\mu m$) e um sistema incorporando impactos: (a) $g = 50\mu m$, (b) $g = 30\mu m$ e (c) $g = 10\mu m$ para diferentes valores de β.

Esses efeitos agora são analisados a partir da perspectiva da colheita de energia. A Figura 13 mostra as curvas de potência média de saída para todos os casos discutidos anteriormente. Essas curvas apresentam conclusões similares às relacionadas ao deslocamento máximo e à ampliação da largura banda de frequência. Os saltos dinâmicos, aqui mais pronunciados, estão associados a mudanças dinâmicas dramáticas que causam uma redução drástica na amplitude de resposta e, consequentemente, na energia colhida.

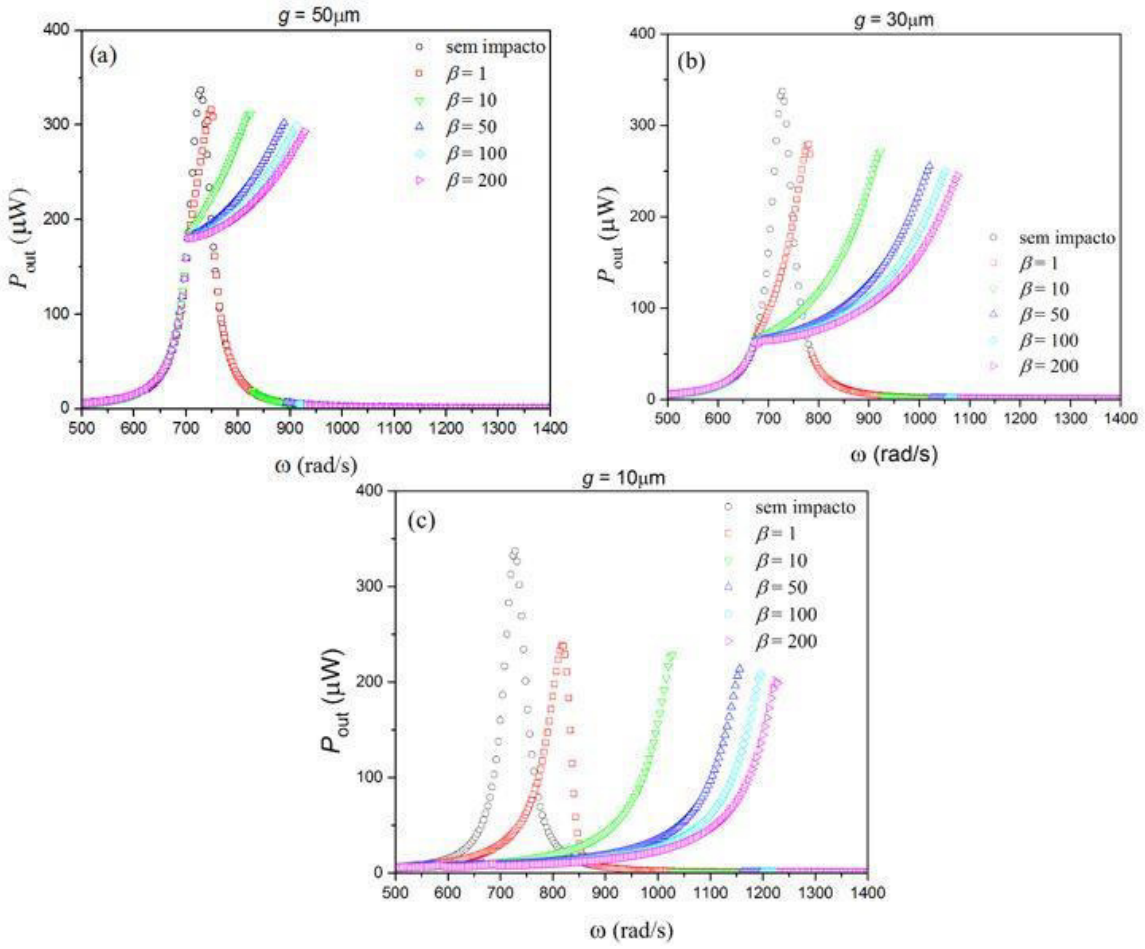


Figura 13 - Potência média de saída versus frequência de forçamento usando $g = 70\mu m$ (sem impacto) e um sistema incorporando impactos: (a) $g = 50\mu m$, (b) $g = 30\mu m$ e (c) $g = 10\mu m$ para diferentes valores de *β*.

Como dito anteriormente, os saltos dinâmicos estão associados a mudanças dinâmicas dramáticas que podem reduzir a amplitude da resposta e a energia colhida. A Figura 14 explora os saltos dinâmicos nos valores de potência média gerada para varreduras crescente (*up-sweep*) e decrescente na frequência (*down-sweep*). A diminuição do gap tende a aumentar a frequência em que ocorre o salto e diminuir o valor de sua amplitude. É possível observar que com a varredura decrescente em frequência para todos os valores de gap explorados, não se alcança uma região em frequências tão significativa de aumento da potência gerada, o que leva a concluir que o sistema é mais eficiente com a varredura crescente em frequência.

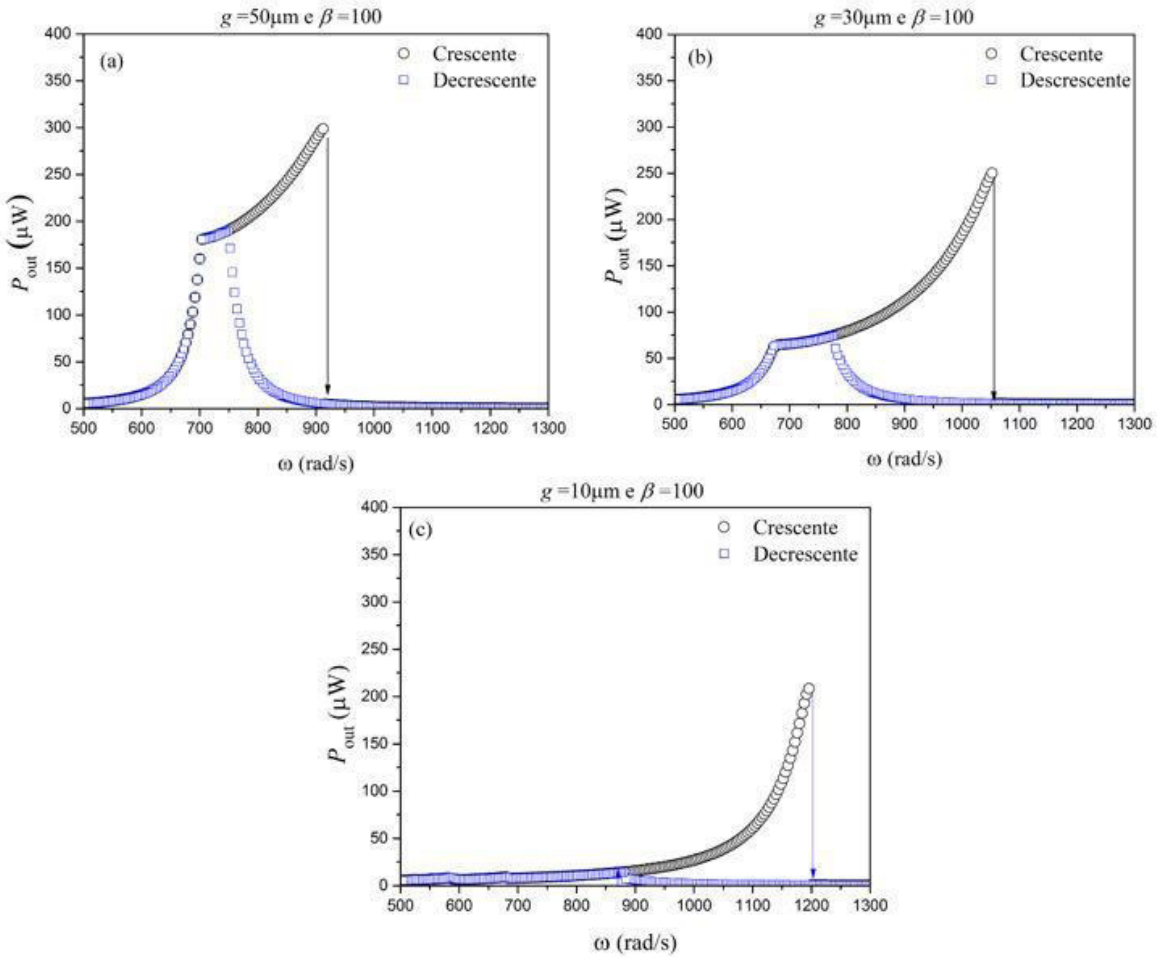


Figura 14 - Saltos dinâmicos na potência média para varreduras crescente e decrescente, assumindo β=100: (a) g = 50 μm, (b) g = 30 μm e (c) g = 10 μm

A eficiência do sistema (η) agora é avaliada sob variação quasi-estática da frequência de forçamento para diferentes valores de β. As figuras 15, 16 e 17 comparam o modelo linear, sem impactos ($g = 70\mu m$) e um sistema que incorpora impactos com $g = 50\mu m$, $g = 30\mu m$ e $g = 10\mu m$, respectivamente.

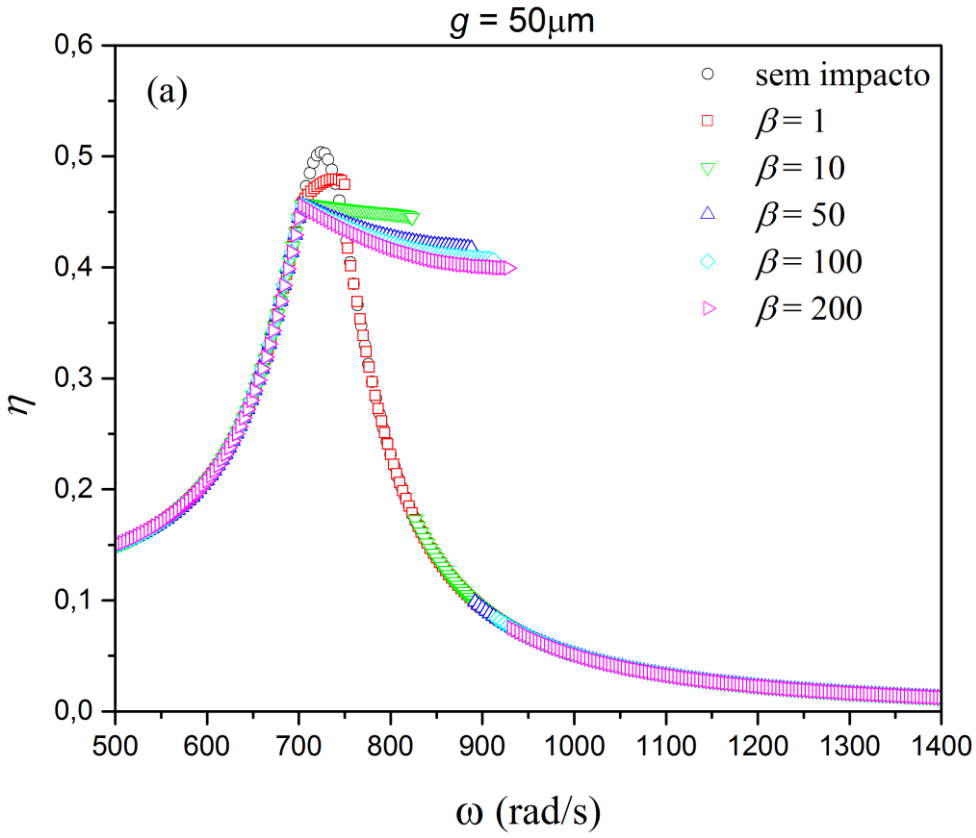


Figura 15 - Eficiência versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos ($g = 70\mu$m) e um sistema incorporando impactos usando $g = 50\mu$m para diferentes valores de β.

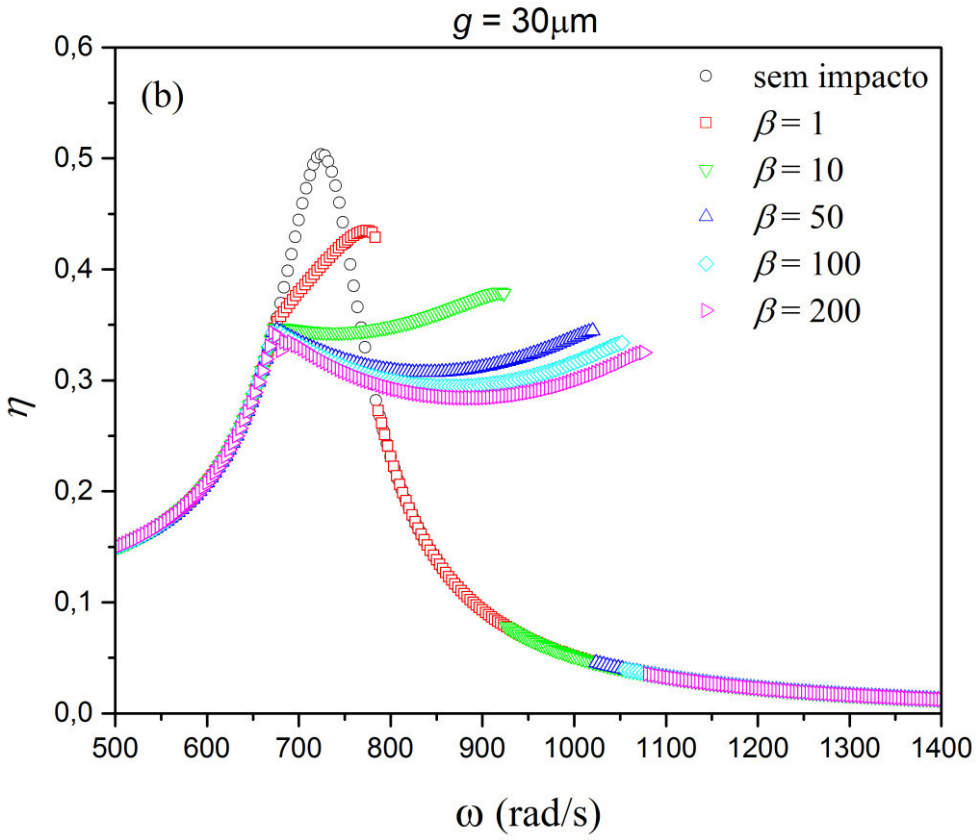


Figura 16 - Eficiência versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos ($g = 70\mu$m) e um sistema incorporando impactos usando $g = 30\mu$m para diferentes valores de β.

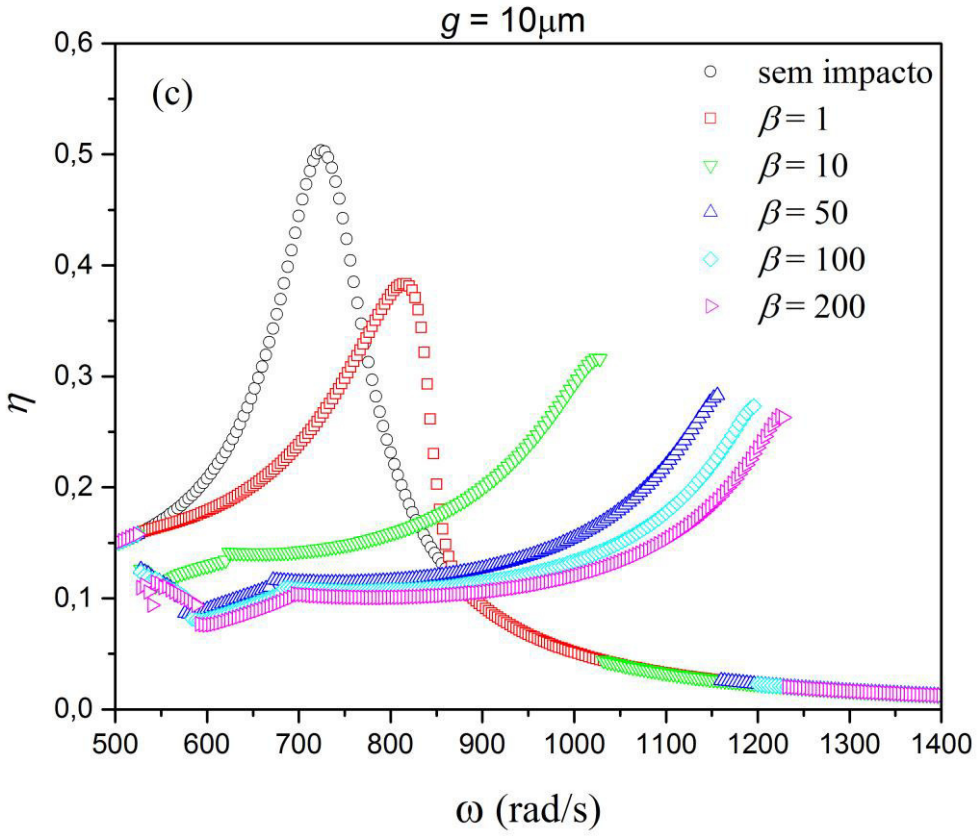


Figura 17 - Eficiência versus frequência de forçamento: comparação entre modelo linear sem impactos (g = 70μm) e um sistema incorporando impactos usando g = 10μm para diferentes valores de β.

Observa-se que a amplitude da eficiência diminui com um decrescimento dos valores de g. No entanto, ao reduzir o g, é possível aumentar a faixa de frequência operacional. Comparando todas essas curvas, é difícil analisar profundamente qual sistema é mais eficiente, pois existe uma competição entre amplitude de eficiência e sua distribuição ao longo da frequência. Para este fim, realiza-se uma investigação para definir qual o sistema é o mais eficiente. Desta forma, para calcular uma média, foi realizada uma análise estatística descritiva, levando em consideração todos os pontos de cada curva no intervalo de 500 a 1400 rad/s.

As Figuras 18 e 19 mostram, respectivamente, as médias da potência média de saída ($\bar{P}_{out}$) e da eficiência ($\bar{\eta}$), considerando diferentes valores de g e em função de β. A linha preta indica um comportamento linear sem contato (g = 70 μm) que não depende da rigidez do suporte, apresentando valores constantes para todas as simulações. Os impactos tendem a maximizar a produção de energia e o aumento de β provoca um aumento monótono de energia até um valor assintótico. No entanto, a capacidade de captação de energia tende a diminuir para pequenos valores de g devido às restrições excessivas de

deslocamento. Observe que, o caso com g = 10 μm está associado à saída de potência bem menor que o caso sem impacto. Portanto, há um caso limite em que o uso do impacto é interessante para fins de coleta de energia.

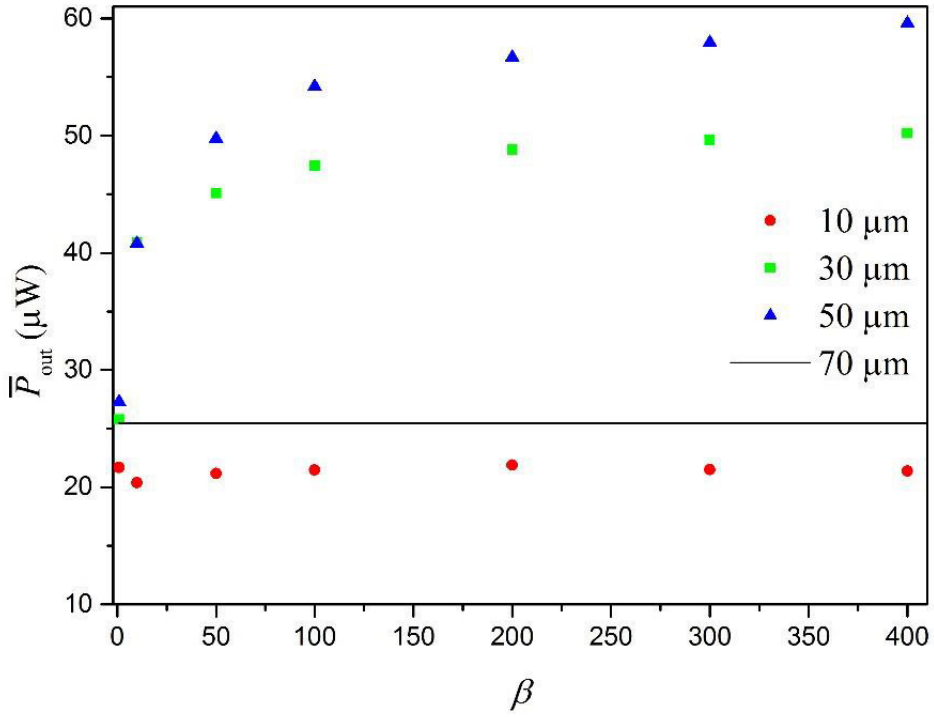


Figura 18 - Média das potências de saída no intervalo de 500 a 1400 rad/s em função de β, para diferentes valores de g.

A Figura 19 considera a eficiência média ($\bar{\eta}$) para as mesmas situações mostradas na Figura 18. A eficiência segue praticamente a mesma tendência observada para a potência média de saída. Observe que o caso para g = 50 μm é o mais eficiente que todos os casos, incluindo o sistema sem impacto (g = 70 μm) e os casos com g = 30 μm e g = 10 μm para todos os valores de β. É notável que g = 30 μm é o caso de transição, apresentando uma maior eficiência em comparação com o caso do sistema sem impactos apenas para g = 10 μm. Portanto, a potência de saída e a eficiência podem ser ferramentas importantes para definir a capacidade de captação de energia.

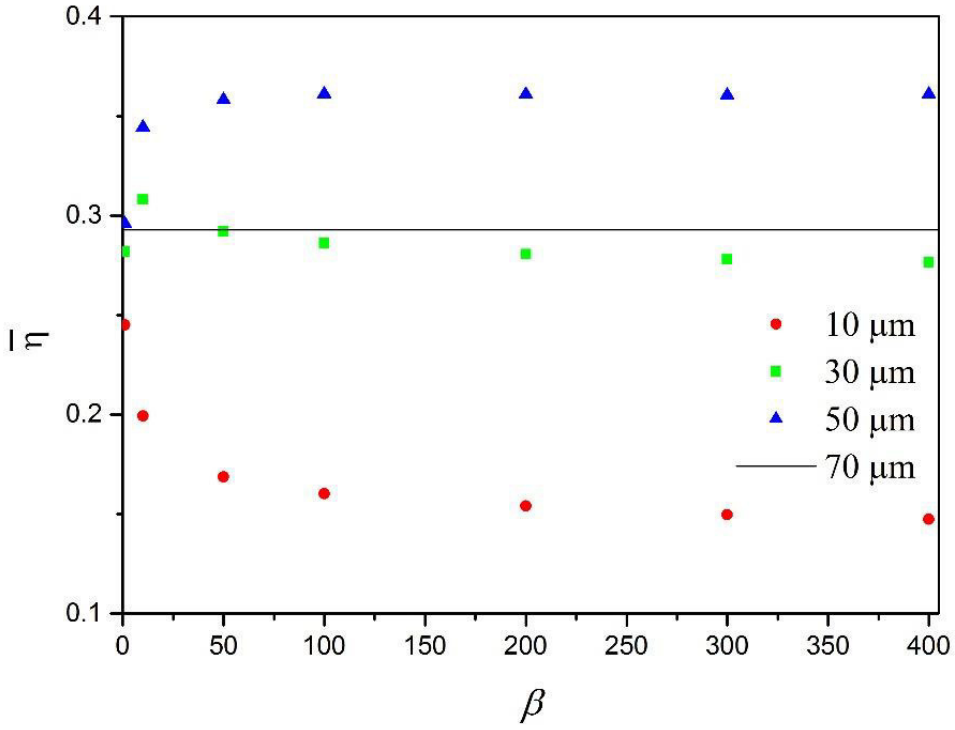


Figura 19 - Média das eficiências no intervalo de 500 a 1400 rad/s em função de β, para diferentes valores de g.

Agora é investigada resposta dinâmica do sistema de colheita de energia usando diagramas de bifurcações. A Figura 20, Figura 21 e Figura 22 mostram os diagramas de bifurcação para $g = 50\ \mu m$, $g = 30\ \mu m$ e $g = 10\ \mu m$, respectivamente, considerando $\beta = 200$.

A Figura 20 apresenta um movimento de período-1 para todas as frequências e uma descontinuidade próxima a 930rad/s. Os detalhes da dinâmica do sistema podem ser vistos através de espaços de fase e seções de Poincaré para duas frequências diferentes de 708 e 936 rad/s. Para $g = 30\ \mu m$ (Figura 21) observa-se uma resposta multi-período para ω=680 rad/s e outra de período-1 para 1080 rad/s. Ao considerar $g = 10\ \mu m$, Figura 22, observa-se diferentes tipos de respostas: uma que aparenta ser caótica (536 rad/s), uma de período-2 (684 rad/s) e outra de período-1 (1228 rad/s). Estes resultados confirmam a complexidade do sistema dinâmico. É observado que as características não suaves causam mudanças dramáticas e bruscas na dinâmica do sistema.

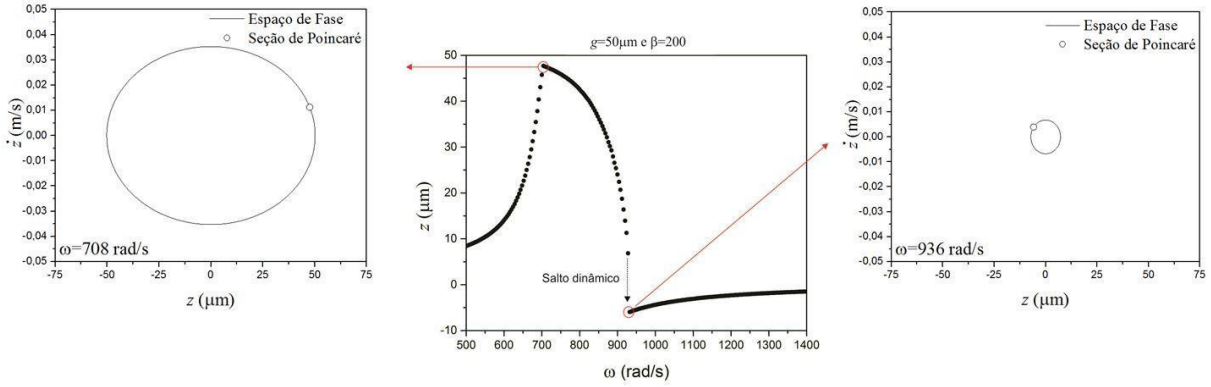


Figura 20 - Diagrama de bifurcação para $g = 50\mu$m e $\beta = 200$.

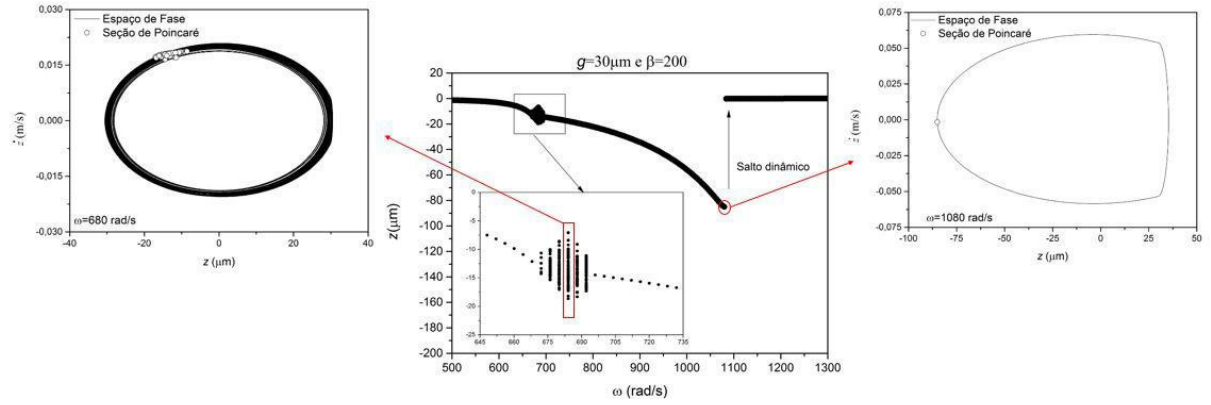


Figura 21 - Diagrama de bifurcação para $g = 30\mu$m e $\beta = 200$.

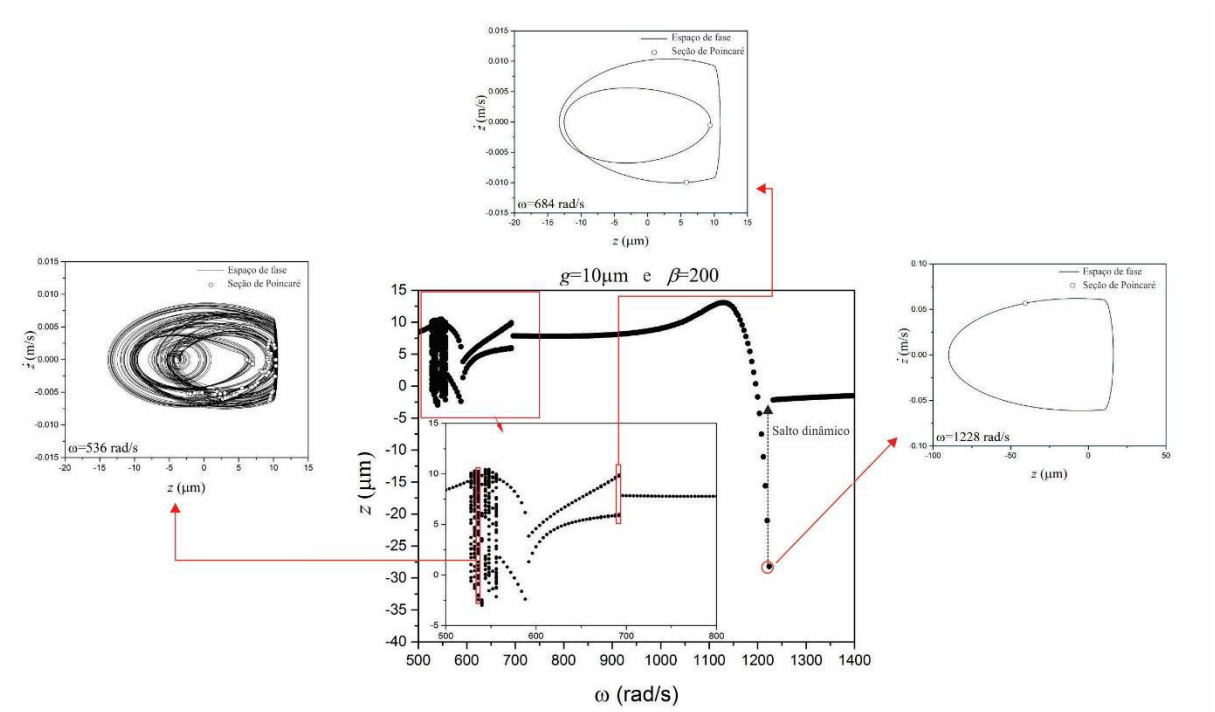


Figura 22 - Diagrama de bifurcação para $g = 10\mu$m e $\beta = 200$.

A seguir é feita uma análise para verificar a influência da variação do amortecimento no sistema dinâmico. Apesar de esse não ser o objetivo do trabalho, percebe-se sua relevância para melhor compreensão da dinâmica do sistema. A figura 23 apresenta, respectivamente, os resultados do deslocamento máximo, potência média gerada e eficiência, sob uma variação harmônica da frequência de excitação para diferentes valores da constante de amortecimento do batente mecânico (c_s) em função da constante de amortecimento da viga piezelétrica (c). É analisado o caso específico de de β=100 e $g = 50\mu m$. Observa-se que com o aumento de c_s há uma diminuição da faixa de frequência operacional seguido de uma diminuição da amplitude dos saltos dinâmicos, tornando as respostas mais comportadas.

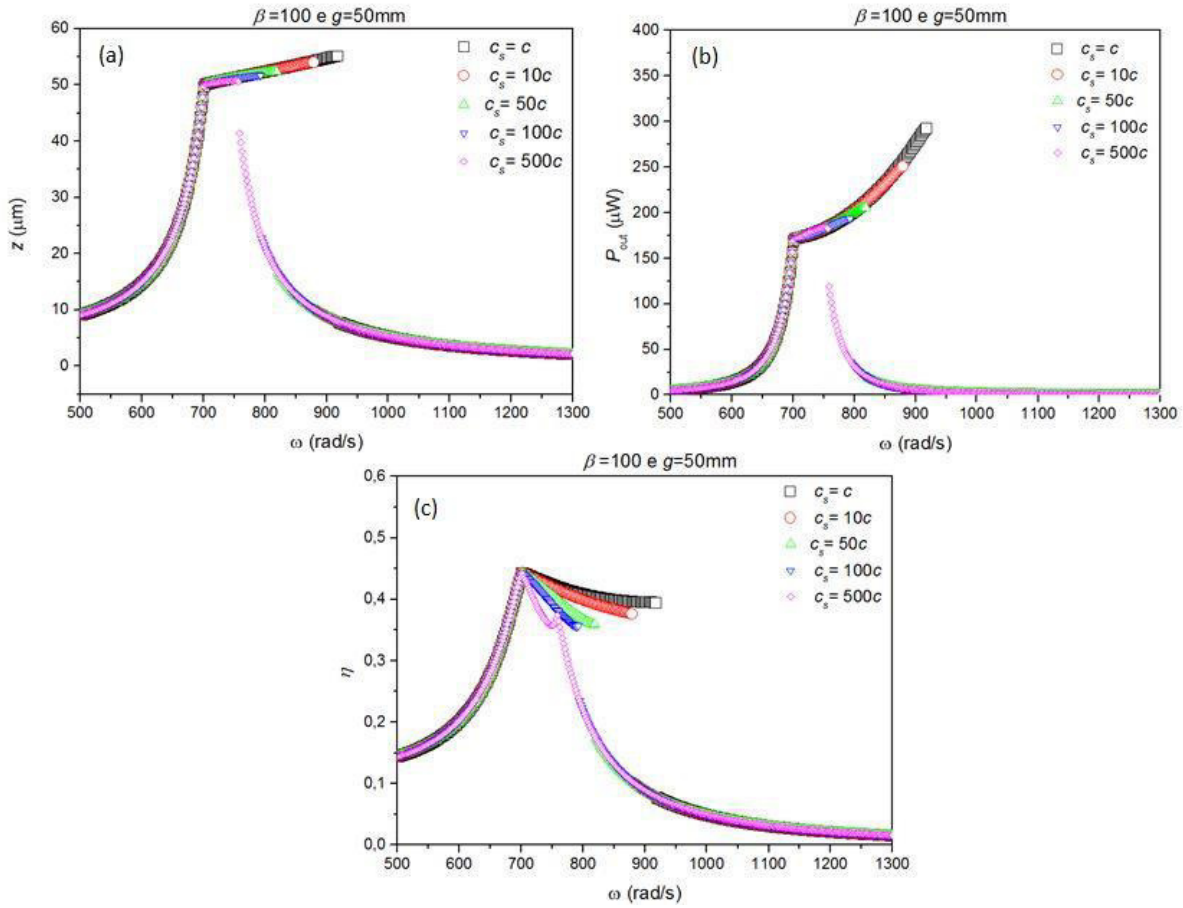


Figura 23 - Influência da variação do amortecimento para o caso específico de β=100 e $g = 50\mu m$: (a) deslocamento máximo, (b) potência média gerada e (c) eficiência.

As análises numéricas aqui apresentadas mostram o potencial da técnica. Para aplicações reais é necessário um estudo detalhado dos parâmetros para aumentar a eficiência do sistema.

A seguir, mostra-se a metodologia dos ensaios experimentais que visam estabelecer uma relação qualitativa com os fenômenos aqui explorados.

6. Metodologia Experimental

Neste capítulo, pretende-se apresentar a metodologia experimental que foi desenvolvida com o intuito de testar o desempenho e o comportamento do sistema não suave com material piezelétrico. São executados uma série de experimentos a fim de comparar com os resultados das análises numéricas apresentadas no capítulo 5. Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Análise do Comportamento Termomecânico dos Materiais (LACTM) do CEFET/RJ. Os ensaios para determinação da rigidez do batente utilizado nos ensaios foram realizados no Laboratório de Adesivos e Compósitos (LADES), também no CEFET/RJ.

A Figura 24 mostra uma ilustração do aparato experimental utilizado para os ensaios de vibração. Trata-se de uma viga piezelétrica acoplada a um *shaker* eletromecânico sujeita a vibrações e na presença de um suporte descontínuo (batente mecânico), colocado a uma distância (*gap*) g da viga piezelétrica, facultando assim o sistema a ocorrência ou não de impactos, dependendo das condições impostas de excitação (amplitude e frequência). Com isso, o objetivo do trabalho é analisar a dinâmica do sistema variando diversos parâmetros como a influência do *gap* e da rigidez do batente e compará-lo com os resultados obtidos numericamente.

A análise realizada neste trabalho não fez a calibração do modelo numérico utilizando os resultados experimentais obtidos, o que impossibilita uma correlação numérico-experimental. Alguns parâmetros do material piezelétrico utilizado não foram determinados, como o coeficiente de acoplamento eletromecânico. Portanto, os resultados experimentais permitem apenas uma análise qualitativa quando comparados aos resultados numéricos.

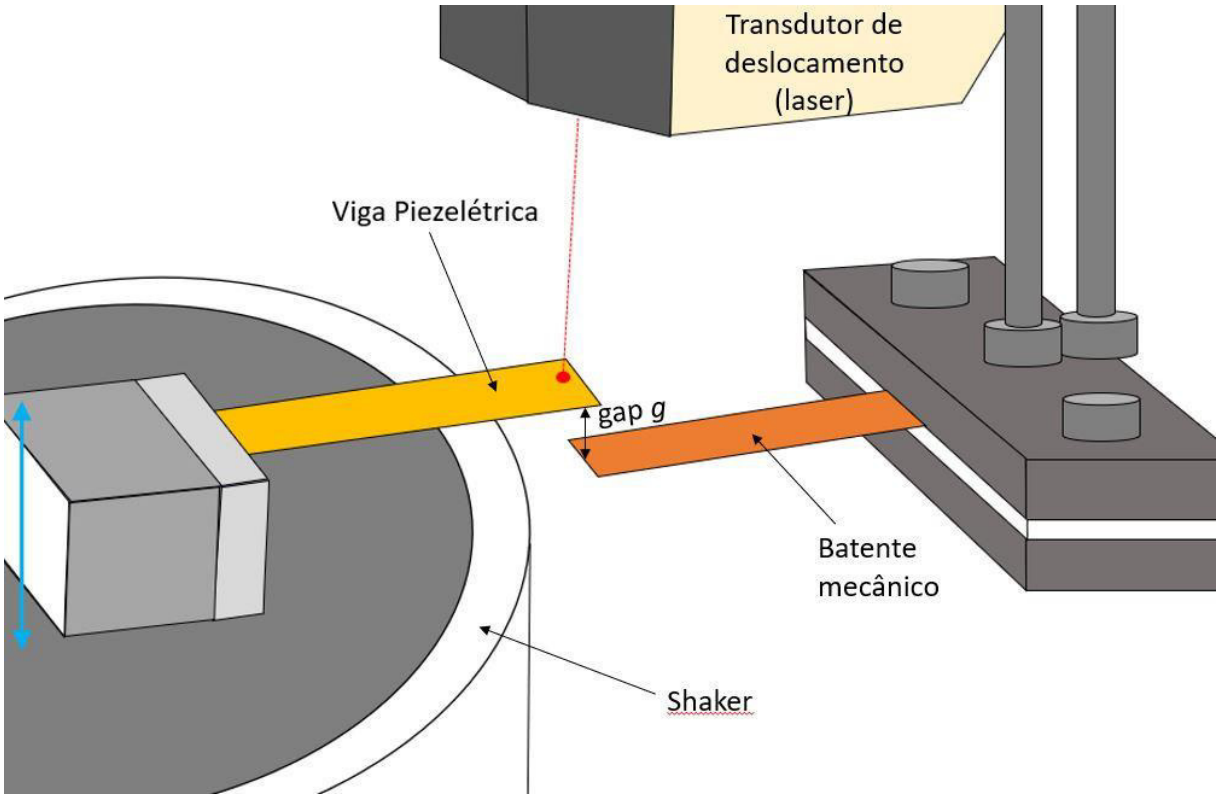


Figura 24 – Ilustração do Aparato experimental utilizado nos ensaios de vibração.

Os diversos equipamentos e materiais utilizados para a elaboração dos ensaios experimentais são apresentados a seguir.

6.1 Equipamentos e materiais utilizados

A viga piezelétrica utilizada neste trabalho é o modelo V22BL da fabricante *Midé Volture Piezoelectric Energy Harvesters* composto de duas camadas do material piezelétrico do tipo PZT-5A, como pode ser visto na Figura 25. As dimensões da viga piezelétrica, desconsiderando o engaste são: *L*=63,5mm (comprimento), *b*=6,1mm (largura) e *h*=0,78mm (espessura).

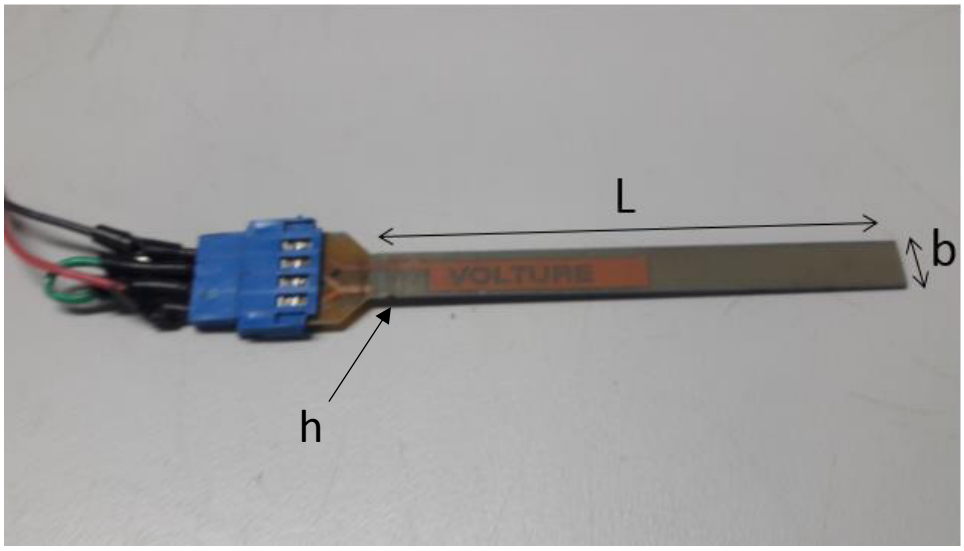


Figura 25 – Viga piezelétrica

Esta viga é fixada a um excitador eletromecânico (*shaker*) modelo V350 da *Data Physics*, que pode fornecer excitação harmônica do sistema. O controle de vibração é fornecido pelo controlador da fabricante *Cristal Instruments* modelo *Spider 81*, através do software EDM – *Engineering Data Management*. O acelerômetro, modelo 3055D4 da fabricante Dytran, é utilizado para controle do *shaker*. Esta configuração é mostrada na Figura 26. Os parâmetros utilizados nos ensaios experimentais podem ser vistos na Tabela 2.

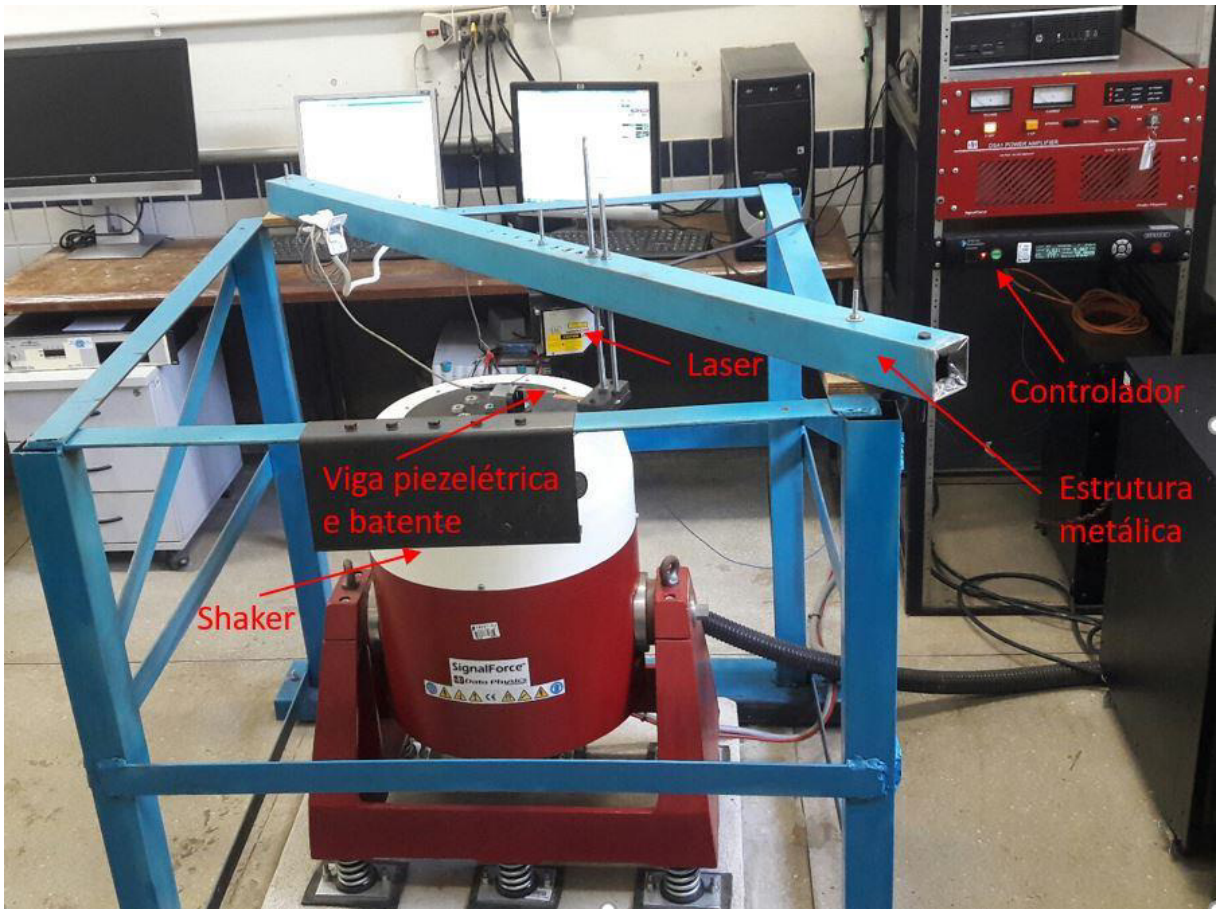


Figura 26 - Aparato experimental montado

Tabela 2 - Parâmetros dos ensaios experimentais

Amplitude de aceleração	20 m/s^2
Faixa de frequência	90 Hz a 140 Hz
Forma de varredura	Linear
Taxa de varredura	0,25 Hz/s

Para aquisição de dados, utiliza-se o sistema *Spider* modelo 600 Hz *Spider8* da HBM com taxa de aquisição de 1200 amostras por segundo (Figura 27). Um canal é responsável pela aquisição da resposta gerada por um transdutor de deslocamento a laser modelo *optoNCDT* 2200 com fundo de escala de 50 μm da Micro-Epsilon, cujo objetivo é a realização da medição inicial do *gap* entre a viga piezelétrica e o batente e, posteriormente,

realizar a medição do deslocamento da extremidade livre da viga em ensaio. O transdutor (*laser*) encontra-se fixo a uma estrutura metálica, como pode ser visto também na Figura 26. Um segundo canal é responsável pela obtenção da resposta de saída de tensão elétrica da viga piezelétrica.

Para medição da potência gerada, utiliza-se um banco de resistências variáveis (figura 28). Após diferentes testes variando as resistências, procurou-se trabalhar com o valor de resistência de 100kΩ para todas as análises posteriores. A potência (*P*) é então calculada a partir desse valor de resistência (*R*) e dos dados de tensão elétrica aquisitados (*V*) através de $P = V^2/R$.



Figura 27 - Spider8 para aquisição de dados

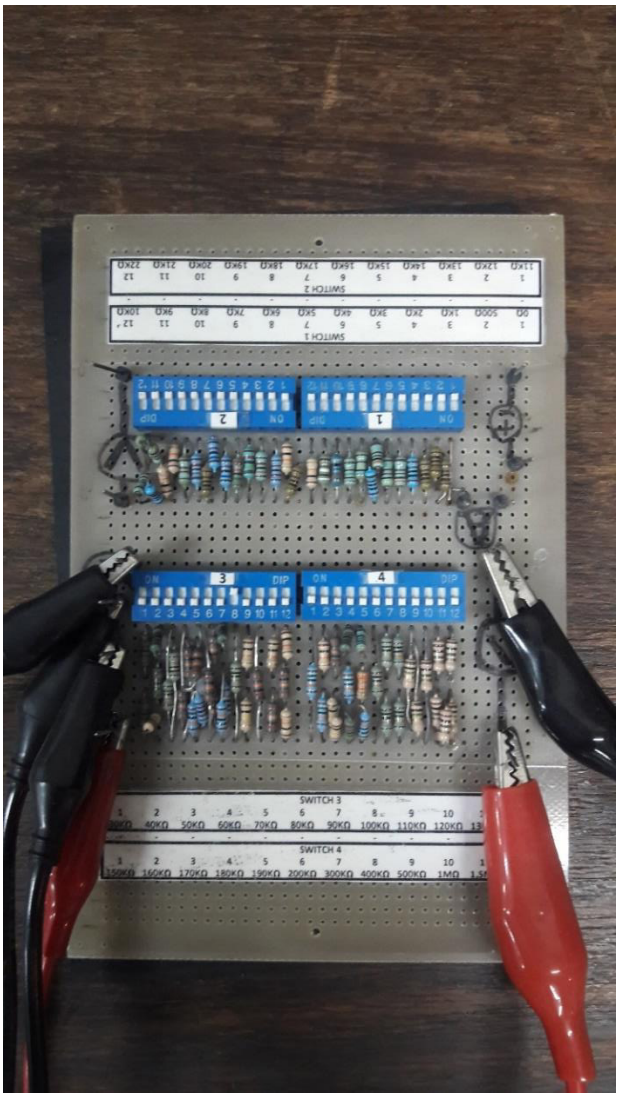


Figura 28 - Placa com resistências variáveis

O batente mecânico utilizado é feito de fibra de vidro com um revestimento metálico na parte inferior, material típico dos encontrados em placas de circuitos eletrônicos. As suas dimensões são: *L*=104mm (comprimento), *b*=13,5mm (largura) e *h*=1,1mm (espessura) e pode ser visto na figura 29.

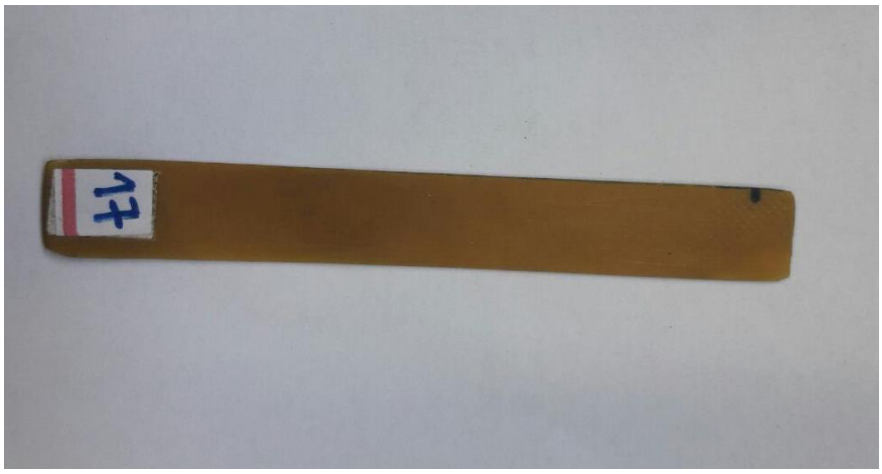


Figura 29 - Viga utilizada para ser o batente mecânico dos ensaios de vibração com a viga piezelétrica

O batente mecânico é fixado entre duas peças de aço apertadas por dois parafusos. Este conjunto é unido, através de uma barra rosqueada e preso por uma contra porca na primeira peça de aço, a uma estrutura metálica fixada ao redor do shaker. Adiciona-se um segundo fuso, fixo a estrutura e apoiado sobre essa mesma peça de aço, com o objetivo de aumentar a rigidez do conjunto garantindo que a estrutura não sofra influência da vibração provocada pelos impactos contra o batente e também proporcionando um melhor ajuste. O aparato montado pode ser visto na Figura 26, mencionada anteriormente. Somado a isso, são adicionados quatro equipamentos de absorção de vibração (*vibra-stops*) em cada canto da base da estrutura metálica além de seis *vibra-stops* na base do shaker

Para a realização dos ensaios de vibração, é necessário caracterizar a rigidez do piezelétrico e o batente mecânico. Para este fim, os valores de rigidez são calculados através de ensaio de 3 pontos na Instron® (Figura 30) e recalculada para a condição de viga engastada. O ensaio de 3 pontos consiste em colocar o material biapoiado na máquina e em seguida aplicada uma força normal e simétrica a viga. A imagem e os resultados dos ensaios também podem ser vistos na Figura 30. Nota-se que para a figura 30(b), devido a um melhor posicionamento da viga piezelétrica na máquina, o gráfico já se inicia com uma deformação aparente na viga. Entretanto, essa parcela foi desconsiderada nos cálculos.

A partir desses resultados, rigidez da viga piezelétrica calculada para o caso biapoiado é dada por:

$$k = 1{,}8538\ N/m \tag{10}$$

Para se achar o módulo de elasticidade utiliza-se a equação da rigidez elástica efetiva com a hipótese de uma viga bi-apoiada homogênea (Beer e Johnston,1996)

$$k = \frac{48\ E\ I}{L^3} \tag{11}$$

onde E é o módulo elástico, L é o comprimento da viga utilizado no ensaio, I é o momento de inércia da viga, dado por $I = \frac{b\,h^3}{12} = 0{,}2412306\ mm^4$, sendo b a largura, e h a espessura. Assim, chega-se a $E = 20{,}012\ GPa$.

Com o valor do módulo de elasticidade e o momento de inércia, calcula-se a rigidez para o caso de viga engastada (balanço), que é dado por:

$$k = \frac{3\,E\,I}{L^3} \tag{12}$$

onde $L = 63{,}5\ mm$. Com isso, a rigidez da viga piezelétrica é dada por:

$$k_p = 0{,}056562\ N/mm \tag{13}$$

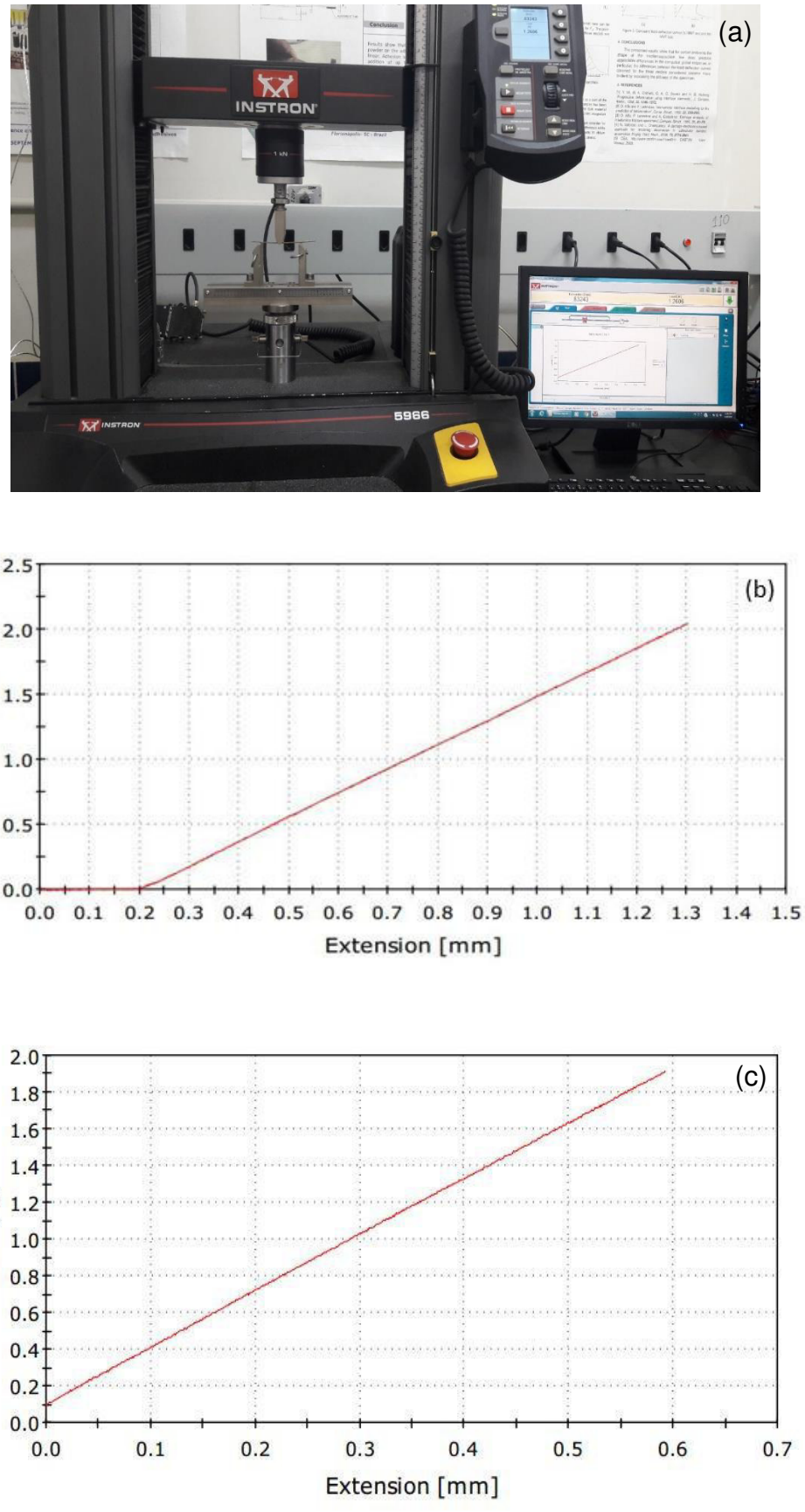


Figura 30 - Ensaio de três pontos na Instron®: (a) Imagem do ensaio e gráficos da força versus deformação gerados para: (b) a viga piezelétrica e (c) batente mecânico

O mesmo procedimento é realizado para calcular a rigidez do batente mecânico. A rigidez calculada na Instron® para o caso biapoiado é dada por $k = 3{,}0491\ N/m$. Utilizando o comprimento usado no ensaio e com $I = 1{,}497375\ mm^4$, chegou-se a um valor de $E = 10{,}11\ GPa$. Como um dos parâmetros a ser analisado no trabalho é a influência da variação da rigidez do batente mecânico na dinâmica do sistema, são analisadas três configurações variando o seu comprimento útil (*L*) e assim, consequentemente, sua rigidez. Os valores de rigidez do batente mecânico (k_s) na condição de viga engastada (balanço) foram controlados para 3 diferentes condições variando o seu comprimento útil (*L*). A Tabela 3 mostra os comprimentos utilizados para o batente mecânico, os valores de rigidez associados e a introdução do parâmetro adimensional *β* que representa a razão entre k_s e k_p (rigidez da viga piezelétrica), ou seja, quantas vezes maior é a rigidez do batente comparada com a rigidez da viga piezelétrica.

Tabela 3 - Comprimentos utilizados do batente mecânico e os valores de rigidez associados

$L\ (mm)$	$k_s\ (\frac{N}{mm})$	β
30	1,682058	30
60	0,210257	3,75
63	0,1816281	3,2

Os coeficientes de amortecimento da viga piezelétrica e dos batentes mecânicos não são medidos experimentalmente e podem variar para cada caso analisado. O modelo numérico considera o amortecimento constante e igual para estes materiais e no caso experimental isso não ocorre. Contudo, através de diversos ensaios preliminares, a escolha dos valores apresentados na Tabela 3 se mostraram interessantes para representar com clareza os comportamentos apresentados no modelo numérico.

A metodologia dos ensaios de vibração realizados segue o seguinte padrão: primeiro, ajusta-se a viga piezelétrica posicionando sua extremidade livre de modo que o laser (transdutor de deslocamento) estivesse apontando restritamente para esta região. A seguir, calibra-se como zero a face superior da viga, retira-se a viga piezelétrica e faz-se a medição do gap (*g*), agora com o laser apontado para a face superior do batente. Por fim, ajusta-se novamente a viga piezelétrica até obter o valor zero verificado anteriormente. Então, assim, o aparato está pronto para realizar cada ensaio.

Uma vista ampliada do conjunto viga piezelétrica e do batente pode ser vista na Figura 31.

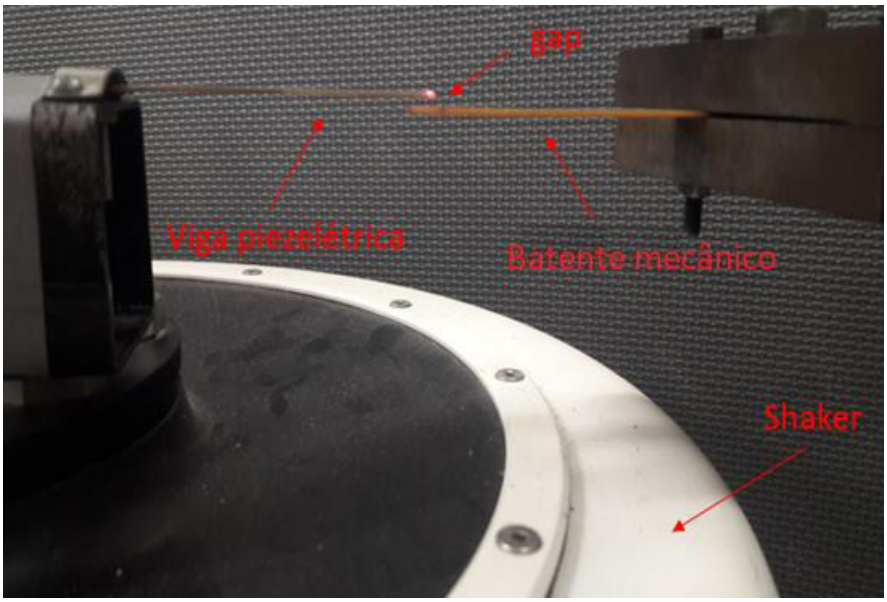


Figura 31 - Conjunto viga piezelétrica e batente mecânico

Através de testes preliminares, escolheram-se os seguintes valores para o gap: 1,5mm; 2,0mm; 2,5mm; 3,0mm e 3,5mm. O gap real é determinado através da distância da face inferior da viga piezelétrica com o batente, e não através da face superior como o laser marca. Com isso, desconta-se o valor da espessura da viga (0,78mm) para se chegar ao valor real. Contudo, apesar de ter sido feito um controle dimensional inicial dentro dos recursos disponíveis, os ajustes apresentam um nível elevado de sensibilidade. Uma consideração razoável não pode ser descartada, relacionada a possíveis irregularidades geométricas associadas às peças envolvidas como, por exemplo, a mudança de curvatura inicial das vigas ao longo dos ensaios e o controle exato do ponto de medição e de contato entre a viga e o batente para cada ensaio.

Levando em consideração tais fatores, os valores corrigidos de gap são: 1,15mm; 1,65mm; 2,15mm; 2,65mm e 3,15mm, resultando em uma diferença padrão de aproximadamente 0,40 mm em relação à medição inicial com o desconto da espessura do piezelétrico.

Alguns recursos não explorados no trabalho como usinagem de precisão e utilização de instrumentos de medição de planicidade, nivelamento e inclinação podem ser interessantes para minimizar essa diferença.

Com isso, define-se a sequência de ensaios realizados e os respectivos parâmetros adotados para o gap (g) e para rigidez do batente (suporte descontínuo) (k_s) em função da rigidez da viga piezelétrica (k_p) dado pelo parâmetro β, ilustrado na Tabela 4. Todos os ensaios são repetidos duas vezes e são tomadas as médias dos resultados.

Tabela 4 - Sequência dos ensaios experimentais

Ensaio	Sem contato	Com contato	
		β	g (mm)
1	Linear	-	-
2	-	3,20	1,15
3			1,65
4			2,15
5			2,65
6			3,15
7	-	3,75	1,15
8			1,65
9			2,15
10			2,65
11			3,15
12	-	30	1,15
13			1,65
14			2,15
15			2,65
16			3,15

7. Resultados Experimentais

Este capítulo dedica-se a mostrar os resultados dos ensaios experimentais obtidos a partir da metodologia descrita no Capítulo 6 com o intuito de corroborar de forma qualitativa os comportamentos observados no modelo numérico.

A investigação vibracional experimental de um modo geral requer muitos cuidados. Diversas fontes de erros estão inseridas no procedimento e devem ser minimizadas atentando-se principalmente aos seguintes elementos: ruídos tanto na entrada quanto na saída dos sinais, precisão dimensional, ensaios de caracterização, controle de vibrações, calibração de transdutores, estrutura de fixação dos conjuntos e fonte de excitação.

No presente trabalho pretende-se representar, experimentalmente, o comportamento de uma viga piezelétrica sujeita a vibrações na presença de um suporte descontínuo (batente mecânico) facultando o sistema a ocorrência de impactos não suaves e compará-lo com os resultados obtidos numericamente. O sistema é submetido a um forçamento de base senoidal em uma faixa de frequência que compreende apenas o primeiro modo de vibração da viga piezelétrica. Os ensaios experimentais então, foram realizados considerando varreduras crescentes e decrescentes na frequência de excitação harmônica fornecida pelo *shaker* dentro da faixa de 90 Hz até 140Hz e adotando um valor fixo para a aceleração de $20\ m/s^2$. O objetivo desta análise experimental é a verificação da dinâmica do sistema utilizando dois parâmetros que são a rigidez do batente e a distância entre ele e a viga piezelétrica.

Para a montagem do aparato foram tomadas as devidas providências, dentro dos recursos disponíveis, no sentido de minimizar os erros do ensaio. Com base nos resultados obtidos através das análises numéricas, observa-se que para valores de rigidez baixos, pequenas variações nesses valores causam maior evidência das características típicas não suaves, ou seja, vemos com mais clareza os picos de ressonância se deslocarem para a direita e ocuparem uma maior faixa de frequência. De posse destas informações, foram escolhidos os comprimentos úteis para o batente de 30mm, 60mm e 63mm e calculadas seus valores de rigidez conforme mostrado no capítulo 6. Vale ressaltar ainda que todas as curvas apresentadas aqui são resultado de uma média entre dois ensaios consecutivos para cada caso.

As Figuras 32 a 36 apresenta os valores de deslocamento máximo sob variação no intervalo de frequência de excitação programado no *shaker* para diferentes valores de gap (g) e de β, dado por $\beta = k_s/k_p$. Foram considerados cinco valores para g, em ordem decrescente: 3,15mm (Fig.32), 2,65mm (Fig.33), 2,15mm (Fig.34), 1,65mm (Fig.35) e 1,15mm (Fig.36). Para o caso sem contato, o sistema opera linearmente resultando em um sistema de banda estreita. Ao se colocar o batente a uma distância (g) menor que o valor

máximo do deslocamento do caso linear (Aproximadamente 3,5mm) começam a ocorrer impactos da viga piezelétrica no batente.

À medida que os valores de g diminuem, pode-se observar uma característica não suave que corresponde ao deslocamento dos picos de ressonância para direita e introdução de saltos dinâmicos. Fato, este, que se observa mais acentuadamente à medida que a rigidez do batente aumenta, gerando assim, um sistema de banda larga.

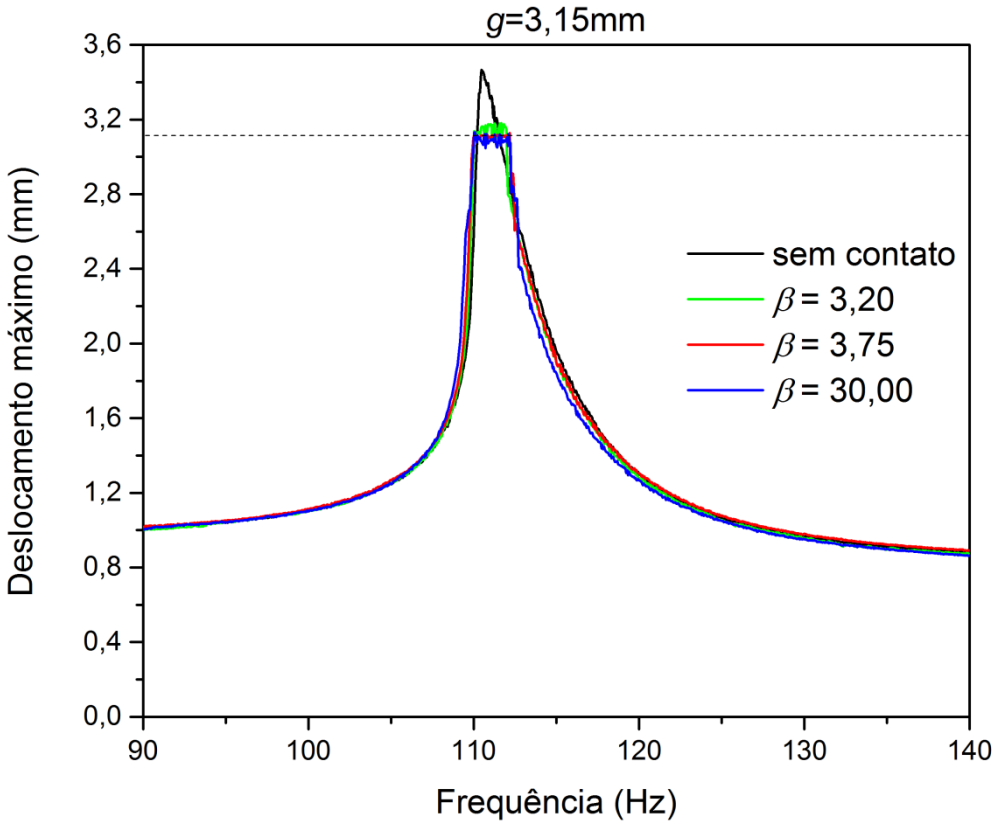


Figura 32 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 3{,}15\ mm$ e diferentes valores de β.

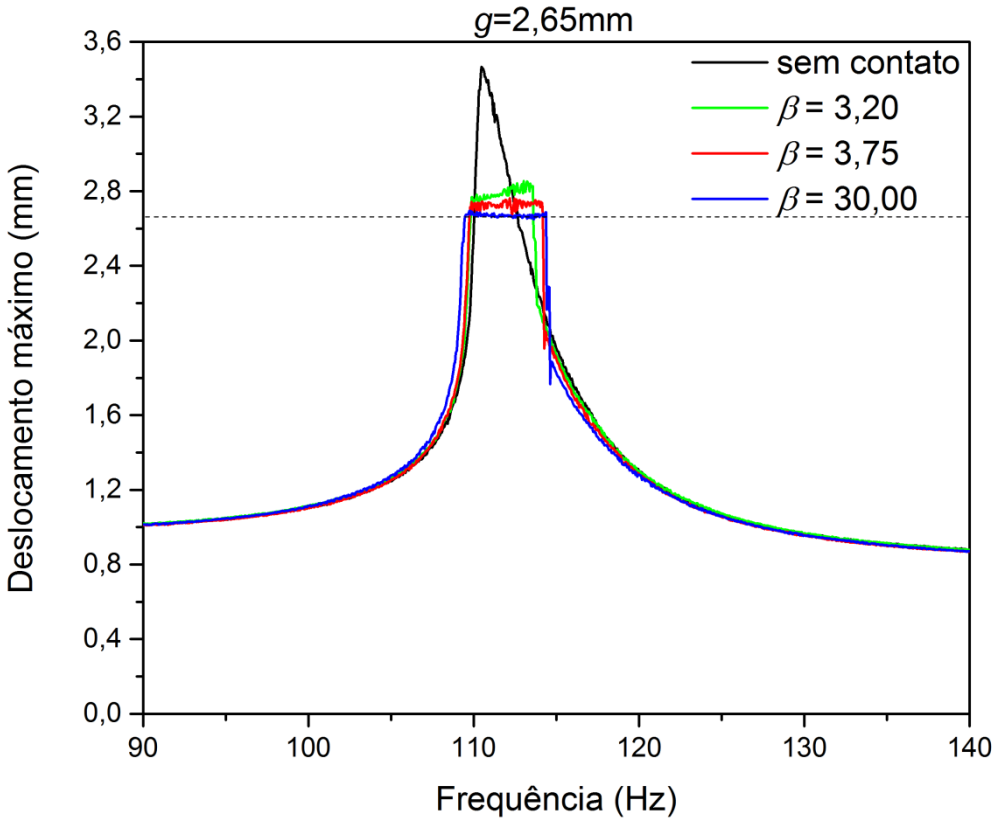


Figura 33 – Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}65\ mm$ e diferentes valores de β.

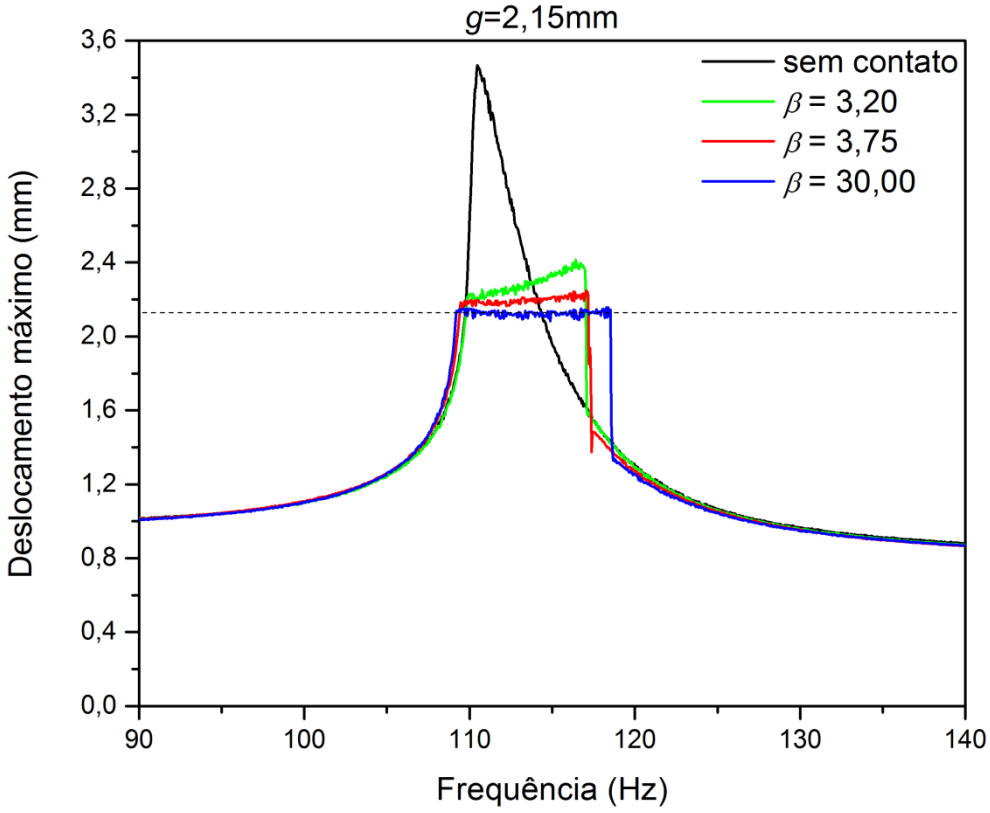


Figura 34 – Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}15\ mm$ e diferentes valores de β.

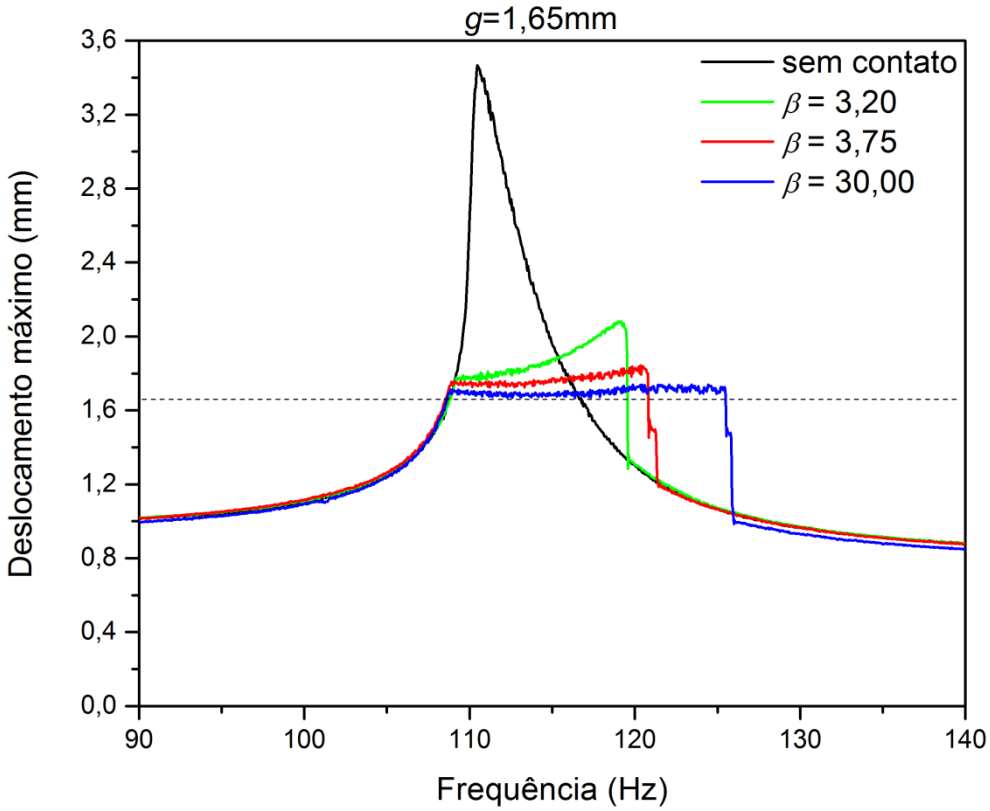


Figura 35 – Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}65\ mm$ e diferentes valores de β.

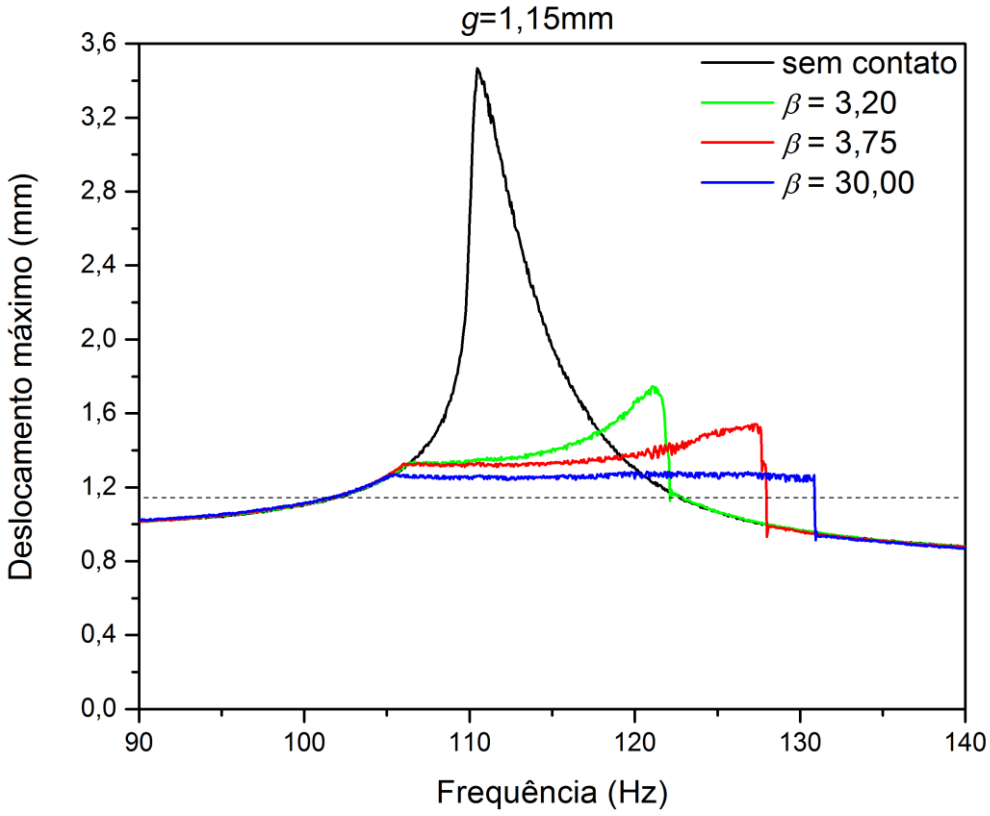


Figura 36 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}15\ mm$ e diferentes valores de β.

Analisando os deslocamentos, pode-se observar uma maior penetração a barreira dos *gaps* (g) à medida que este diminui. Além disso, como pode ser visto, os deslocamentos se tornam mais restritos à medida que se aumenta o valor de β. Nota-se ainda que a resposta do sistema se iguala à linear após os saltos dinâmicos. Estes resultados corroboram com os apresentados nas simulações numéricas (Capítulo 5).

A Figura 37 ilustra o caso específico de $\beta = 30$ para diferentes valores de g. Como explicado anteriormente, com a redução nos valores de g, é claramente visível uma redução nos valores de deslocamento máximo associado a um aumento da faixa de frequência operacional.

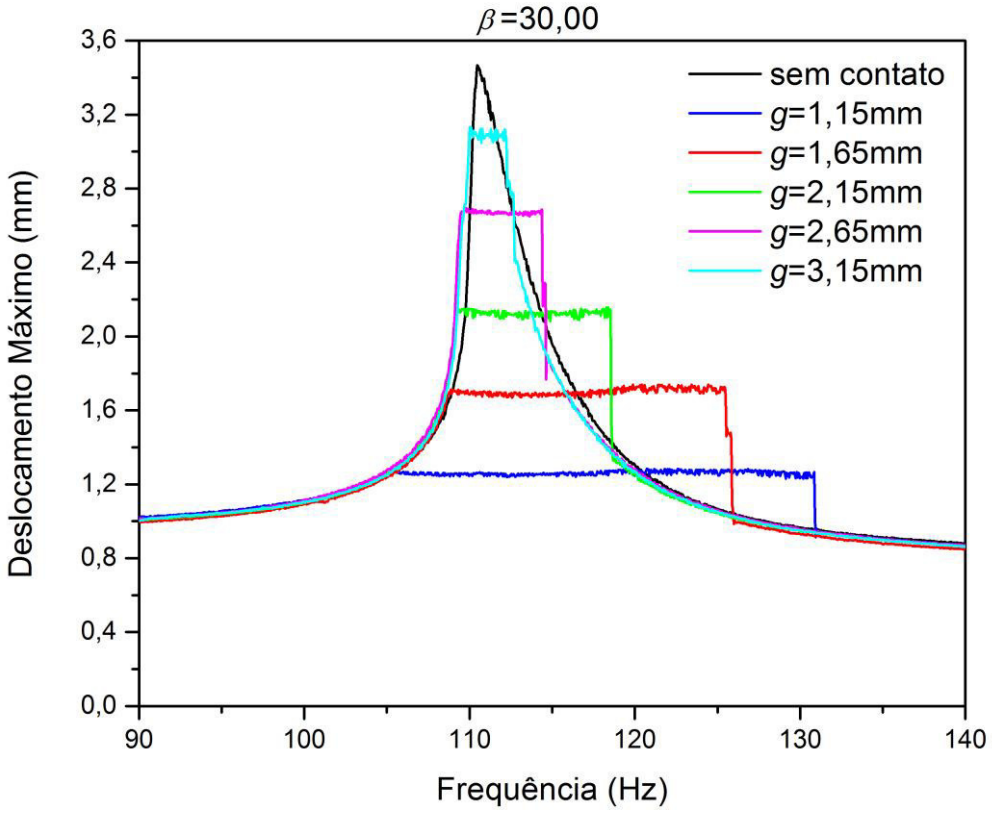


Figura 37 - Deslocamento máximo versus frequência de forçamento para β = 30 e valores diferentes de g.

A Figura 38 representa os casos de varredura crescente e decrescente na frequência para o caso específico de $\beta = 3{,}75$ e três valores de g. Nota-se que com a diminuição de g existe a tendência do aumento de banda e com os saltos dinâmicos mais deslocados para a direita. Os saltos são mais evidentes para os casos de varreduras crescentes, sendo que para varreduras decrescentes não foram possíveis de serem observados.

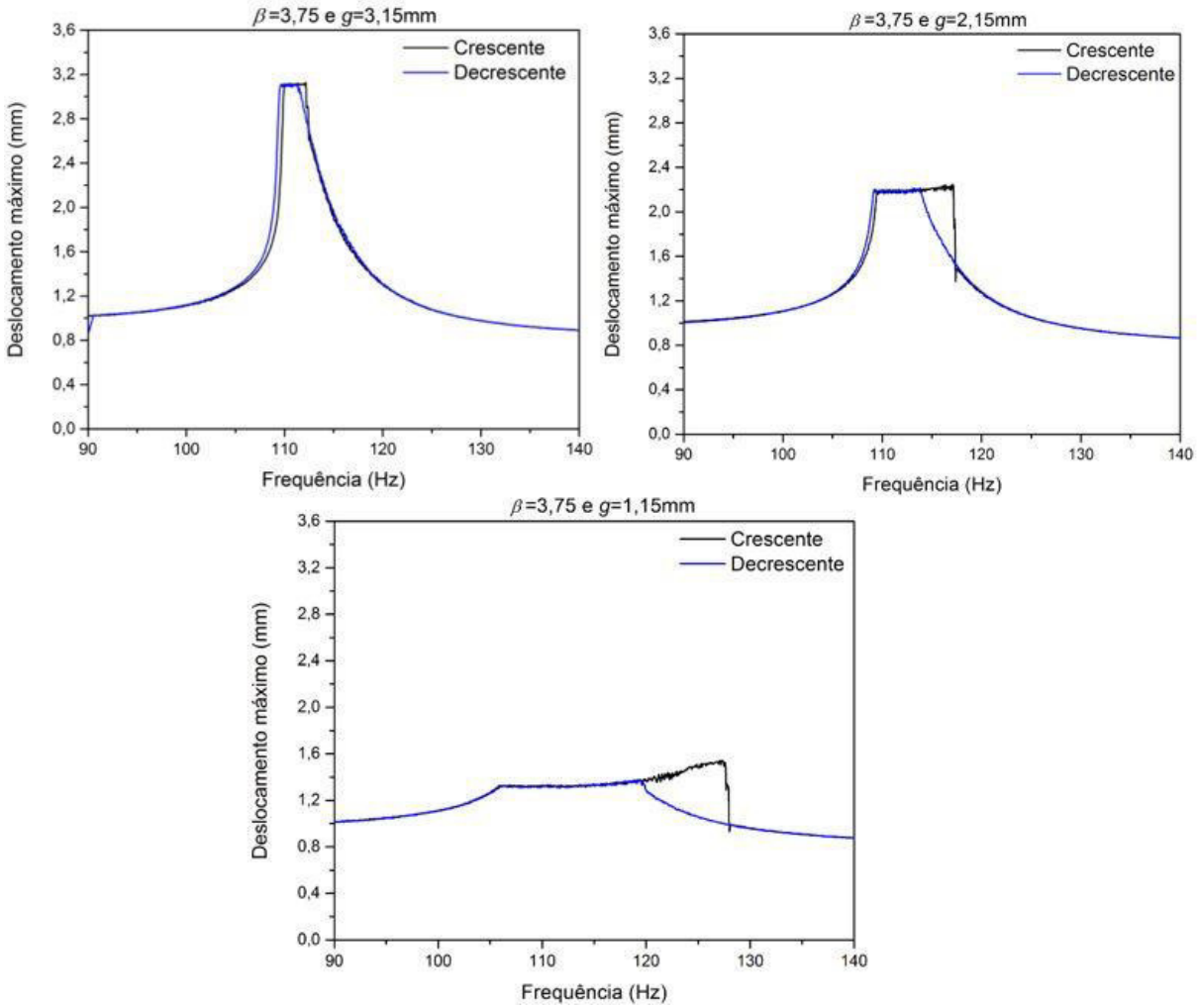


Figura 38 - Saltos dinâmicos para varreduras crescente e decrescente, assumindo $\beta = 3{,}75$: (a) $g = 3{,}15$ mm, (b) $g = 2{,}15$ mm e (c) $g = 1{,}15$ mm.

A análise agora é feita considerando a potência elétrica gerada para diferentes valores de g e de β (Figuras 39 a 43). Foram considerados cinco valores para g, em ordem decrescente: 3,15mm (Fig.39), 2,65mm (Fig.40), 2,15mm (Fig.41), 1,65mm (Fig.42) e 1,15mm (Fig.43). Os resultados são similares aos discutidos para o caso do deslocamento máximo. Para uma análise mais profunda considerando a perspectiva de colheita de energia observa-se que apesar do ganho na faixa de frequência operacional, têm-se regiões mais agudas perto dos saltos dinâmicos (que por sua vez tornam-se mais evidenciados) levando a uma redução drástica nos valores de potência elétrica coletados.

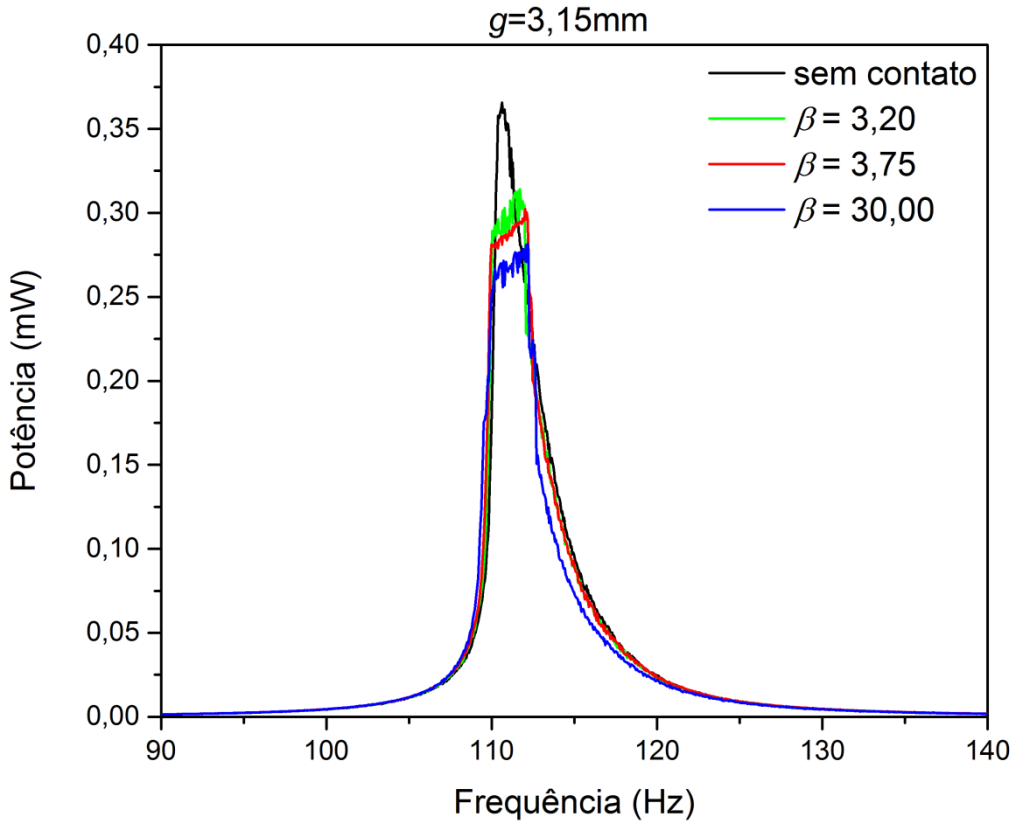


Figura 39 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 3{,}15\ mm$ e diferentes valores de β.

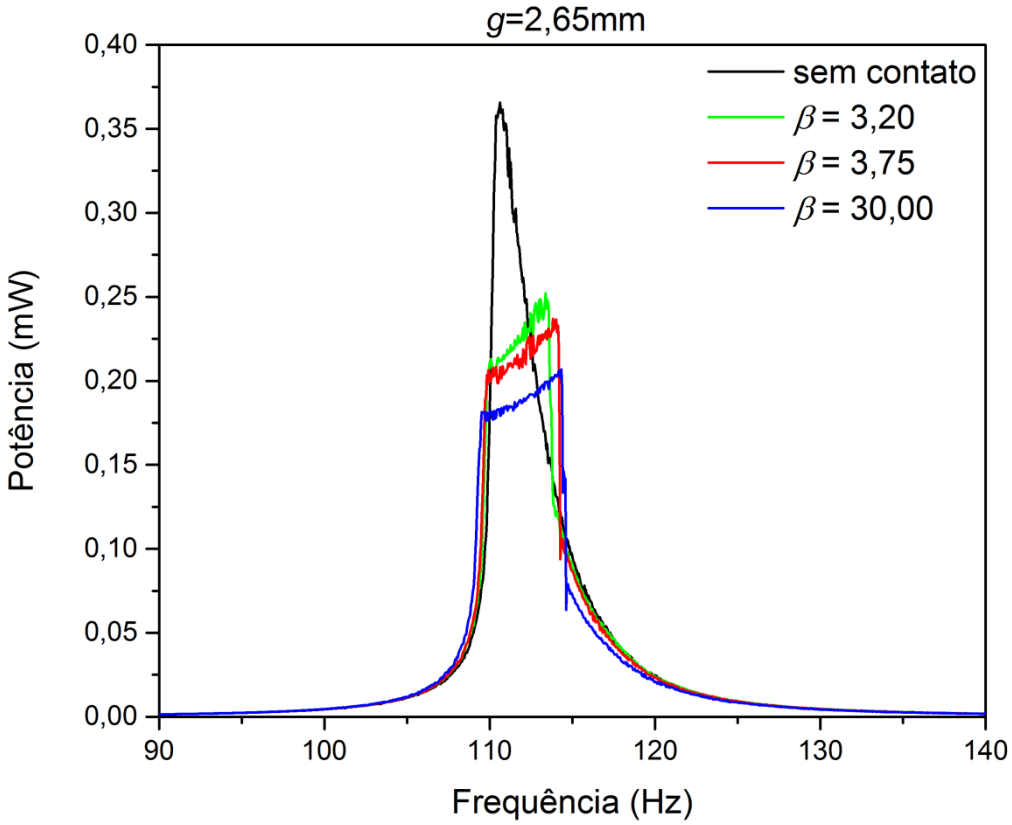


Figura 40 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}65\ mm$ e diferentes valores de β.

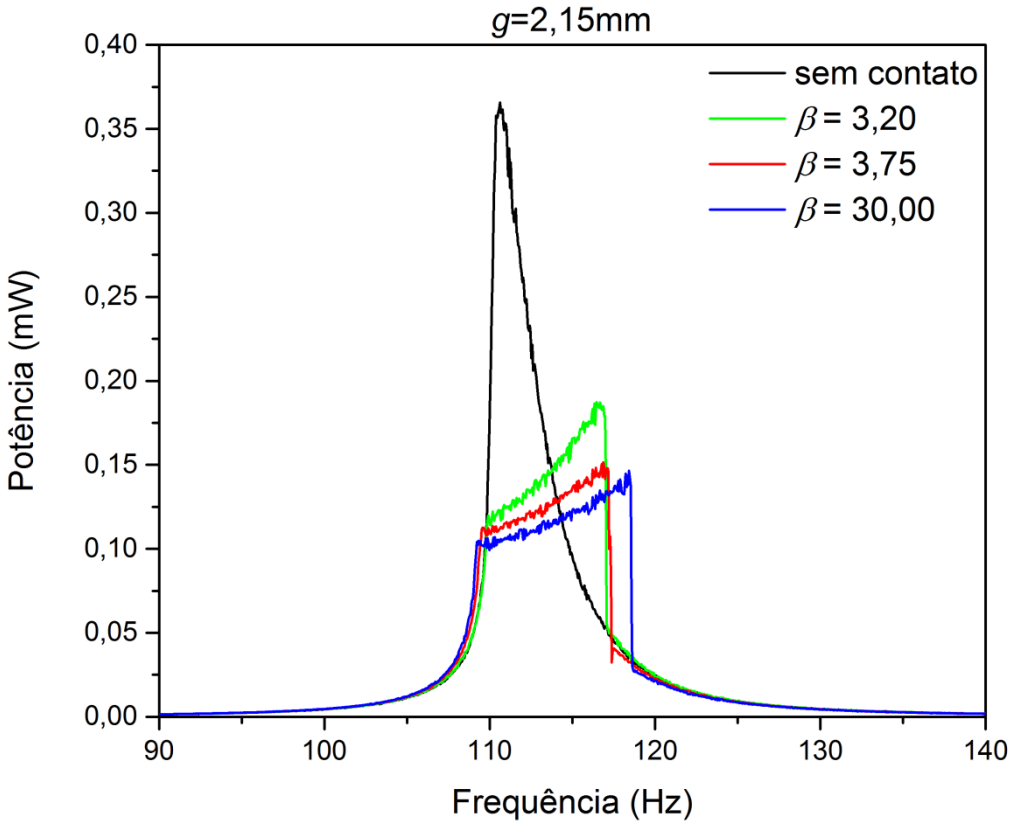


Figura 41 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 2{,}15\ mm$ e diferentes valores de β.

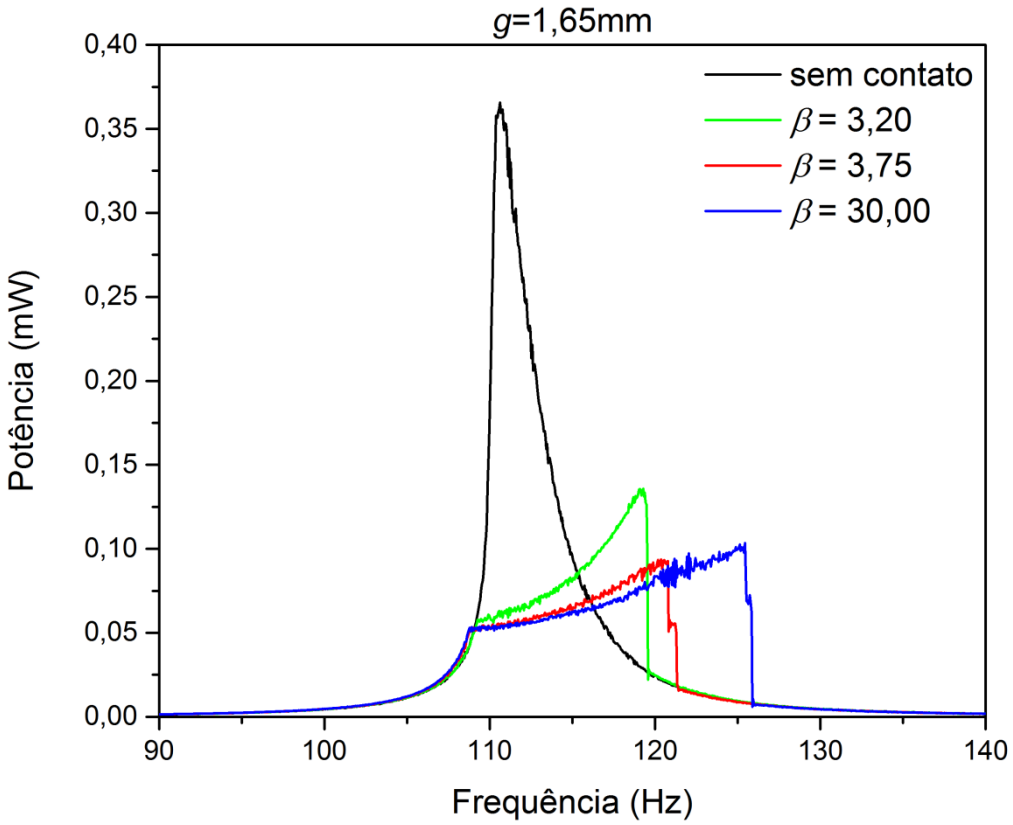


Figura 42 – Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}65\ mm$ e diferentes valores de β.

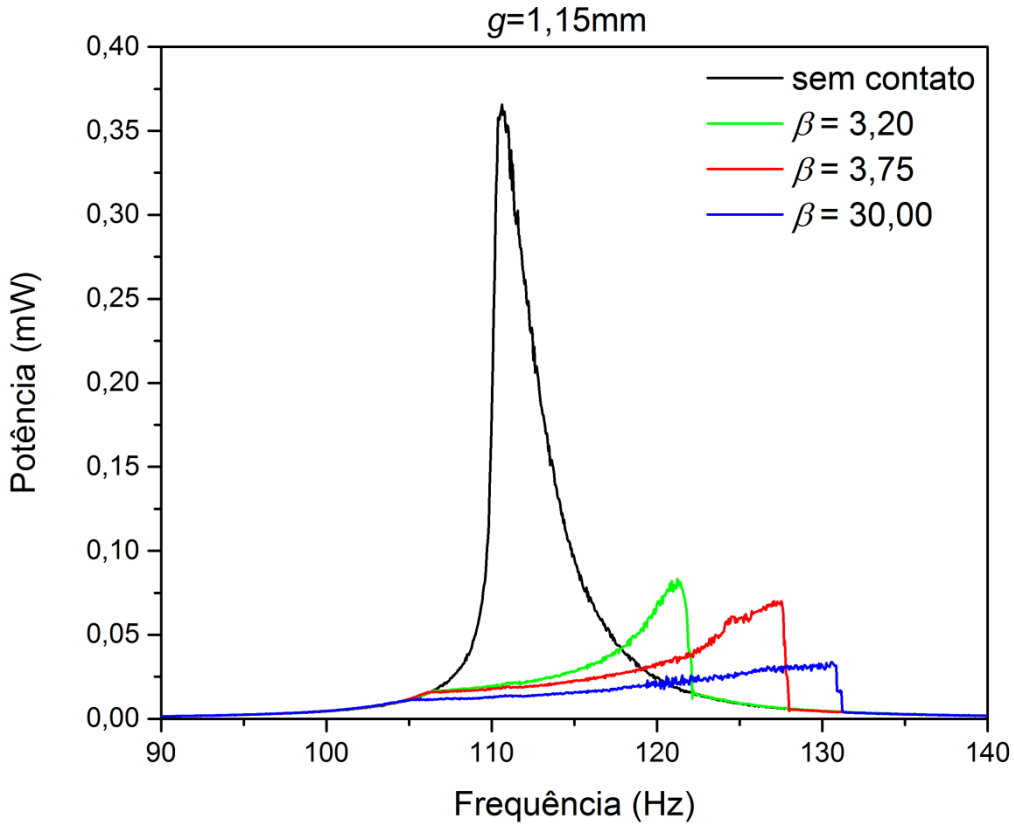


Figura 43 - Potência elétrica versus frequência de forçamento: Comparação entre o caso sem contato e o sistema incorporando impactos, para $g = 1{,}15\ mm$ e diferentes valores de β.

A Figura 44 mostra a média da potência média gerada ($\bar{P}$) considerando diferentes valores de g e em função de três casos, representando cada rigidez do batente: caso 1) $\beta = 30{,}00$; 2) $\beta = 3{,}75$ e 3) $\beta = 3{,}20$. O caso em que não ocorre contato (comportamento linear) é representado pela linha preta. Percebe-se que o caso linear se mostra acima de todas as outras médias atingindo a marca de 0,0348mW. Observa-se pela figura um comportamento não linear, onde o maior valor encontrado (0,0343mW) foi para o caso de $\beta = 3{,}75$ e $g = 3{,}15\ mm$ sendo, portanto, o mais próximo do linear. A influência da constante de amortecimento do batente, nesse caso experimental não avaliada, pode ter sido responsável para não se chegar a um valor ótimo, pois capacidade de captação de energia tende a diminuir à medida que aumenta seu valor de amortecimento, como pôde ser visto no capítulo dos resultados das simulações numéricas (capítulo 5).

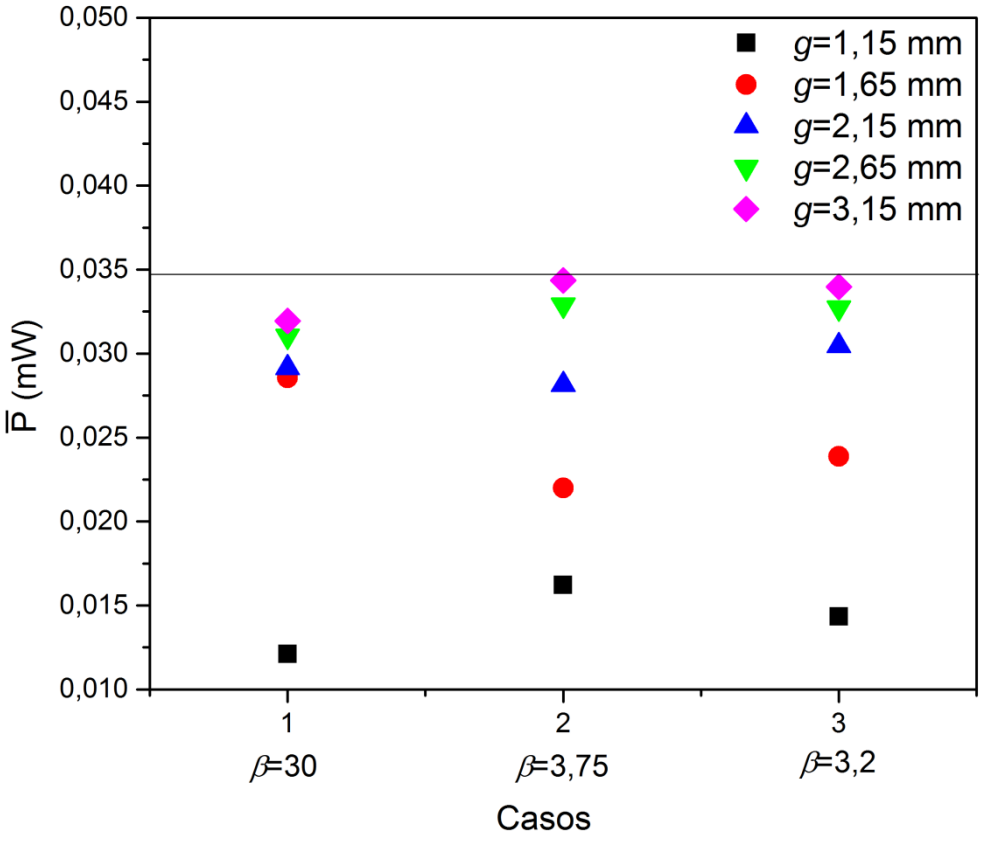


Figura 44 - Média das potências de saída em função de três casos de rigidez do batente para diferentes valores de g.

8. Conclusões

Muitos esforços têm sido feitos no sentido de se obter um ganho na faixa de frequência operacional de dispositivos piezelétricos, cada vez mais presentes em novas tecnologias que além do desempenho prezam também pelo custo e relações ambientais, já que se trata de uma fonte de energia limpa. Dessa forma, o presente trabalho realizou uma investigação do comportamento dinâmico de um sistema de colheita utilizando impactos não suaves e levando em consideração os parâmetros de rigidez do suporte no qual a viga piezelétrica pode sofrer impactos e a distância entre eles.

A análise numérica explorou um modelo com um grau de liberdade para descrever uma viga recoberta de um material piezelétrico sujeita a vibrações, acoplada a um circuito elétrico e com a presença de um batente mecânico (suporte descontínuo). Conforme os resultados numéricos mostraram, os impactos no suporte modificam significativamente a dinâmica do sistema resultando em uma ampliação na faixa de frequência disponível do dispositivo e introduzindo efeitos não lineares, como saltos dinâmicos. Com as simulações numéricas avaliou-se ainda a eficiência do dispositivo não linear de geração de energia. Parâmetros como a rigidez do suporte e a distância entre o suporte e o elemento piezelétrico mostraram ter grande influência na eficiência do sistema. O caso para g = 50 μm é o mais eficiente que todos os casos estudados, incluindo o sistema sem impacto (g = 70 μm) e os casos com g = 30 μm e g = 10 μm para todos os valores de β. É notável que g = 30 μm é o caso de transição, apresentando uma maior eficiência em comparação com o caso do sistema sem impactos apenas para g = 10 μm. Portanto, a potência de saída e a eficiência podem ser ferramentas importantes para definir a capacidade de captação de energia.

Na análise experimental, foi montado um sistema considerando o acoplamento de uma viga piezelétrica a um *shaker* que promove um forçamento harmônico e com a presença de um batente mecânico feito de fibra de vidro, no qual variando manualmente seu comprimento útil foi possível variar sua rigidez e compará-la com a da viga piezelétrica. Desta mesma forma, foi possível variar a distância entre a viga e o batente. Os resultados experimentais mostraram-se satisfatórios quando comparados de forma qualitativa com os resultados obtidos nas simulações numéricas. Contudo, necessitam de uma otimização dos parâmetros envolvidos para permitir uma análise mais abrangente. Foram vistas similaridades de comportamento das curvas, com a observância do aumento de banda e da presença de saltos dinâmicos. Existe a necessidade de caracterização dos coeficientes de amortecimento para se estudar a influência combinada da rigidez com o amortecimento para

se entender com mais profundidade o comportamento do sistema em função desses parâmetros.

As principais conclusões do trabalho mostram que as não suavidades modificam a dinâmica do sistema, tendendo a tornar o dispositivo banda larga e aumentar o desempenho da potência de saída com a introdução de efeitos não lineares como saltos dinâmicos. Por outro lado, grandes restrições do deslocamento limitam a capacidade de captação de energia. Uma investigação dinâmica adequada e abrangente pode sugerir valores ótimos de rigidez e distância entre a viga piezelétrica e o batente mecânico.

8.1 Trabalhos futuros

São sugeridos para trabalhos futuros alguns tópicos interessantes a serem explorados e desenvolvidos na geração de energia com materiais piezelétricos utilizando impactos não suaves:

- Correlação quantitativa numérico-experimental;
- Análise modal;
- Análise implementando expoentes de Lyapunov para percepção de possíveis comportamentos caóticos;
- Avaliar a eficiência do dispositivo experimental através do cálculo da potência de entrada;
- Estudo com excitações aleatórias visando explorar o efeito de fontes de vibração mais próximas da realidade.

9. Referências Bibliográficas

ABDELKEFI, ABDESSATTAR; BARSALLO, NILMA; TANG, LIHUA; YANG, YAOWEN AND HAJJ, MUHAMMAD. 2014. Modeling, validation, and performance of low-frequency piezoelectric energy harvesters, Journal of Intelligent Material Systems and Structures , Vol. 25(12), 2014.

AJITSARIA, J.;CHOE, S.Y.; SHEN, D. E KIM, D.J. 2007. Modeling and analysis of a bimorph piezoelectric cantilever beam for voltage generation. Smart Materials and Structures 16, 2007.

ANTON, STEVEN R E SODANO, HENRY A. 2007. A review of power harvesting using piezoelectric materials (2003–2006). Smart Materials and Structures 16, 2007.

AVIROVIK, D., KUMAR, A., BODNAR R. J. AND PRIYA, S. 2013. Remote light energy harvesting and actuation using shape memory alloy-piezoelectric hybrid transducer, Smart Materials and Structures, Vol. 22. 2013.

BAI, Y., CARL, M. E BUTTON, T.W. 2014. Investigation of using free-standing thick-film piezoelectric energy harvesters to develop wideband devices. International Journal of Structural Stability and Dynamics, Vol. 14.8, 2014.

BASSET, P., GALAYKO, D., COTTONE, F., ET AL.2014. Electrostatic vibration energy harvester with combined effect of electrical nonlinearities and Mechanical impact. Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 24.3, 2014.

BEEBY, S.P., TUDOR, M.J. E WHITE, N.M. 2006. Energy Harvesting Vibration Sources for Microsystems Applications. Measurement Science and Technology. 2006, pp. 17, pp. R175-R195.

BEER,F.P E JOHNSTON,E.R.1996. Resistência dos Materiais, McGraw-Hill,1996.

BLYSTAD, L.C.J AND HALVORSEN, E. 2011. A piezoelectric energy harvester with a mechanical end stop on one side, Microsyst Technol, Vol. 17, 2011.

CAMMARANO, A., NEILD, S.A., BURROW, S. G. AND INMAN, D.J., 2014. The bandwidth of optimized nonlinear vibration-based energy harvesters, Smart Materials and Structures, Vol. 23, 2014.

CHO, H.; JEONG, B.; YU, M.F.; VAKAKIS, A.F.; MCFARLAND, D.M.; BERGMAN, L.A. Nonlinear hardening and softening resonances in micromechanical cantilever-nanotube

systems originated from nanoscale geometric nonlinearities, International Journal of Solids and Structures, v.49, 2012

CHOI W.J., JEON Y., JEONG J.-H, SOOD R., KIM S.G.. 2006. Energy harvesting MEMS device based on thin film piezoelectric cantilevers, J Electroceram, 2006.

COOK-CHENNAULT, K A, THAMBI, N. e SASTRY, A.M. 2008. Powering MEMS portable devices—a review of non-regenerative and regenerative power supply systems with special emphasis on piezoelectric energy harvesting systems. Smart Materials and Structures 17, 043001 (33pp). 2008.

CRAWLEY, E. F. AND ANDERSON, E. H., 1990. Detailed models of piezoceramic actuation of beams, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 1, 1990.

CRYNS, JACKSON W., HATCHELL, BRIAN K., SANTIAGO-ROJAS, EMILIANO E SILVERS, KURT L. 2013. Experimental Analysis of a Piezoelectric Energy Harvesting System for Harmonic, Random, and Sine on Random Vibration.Advances in Acousticsand Vibration, vol 2013.

DAQAQ, M. F.; STABLER, C.; QAROUSH, Y.; SEUACIUC-OSÓRIO, T. 2009. Investigation of Power Harvesting via Parametric Excitations, Journal of Intelligent Material Systems andStructures, v. 20, 2009.

DAQAQ, M. F.; MASANA, R.; ERTURK , A. e QUINN, D.D. 2014. On the role of nonlinearities in vibratory energy harvesting: A critical review and discussion,Applied Mechanics Review, v. 66, 2014.

DE MARQUI, C.; ERTURK, A.; INMAN, D.J. 2009. An Electromechanical Finite Element Model Piezoelectric Energy Harvester Plates, Journal of Sound and Vibration, v. 327, p. 9-25, 2009.

DE PAULA, ALINE S., INMAN, D. J. e SAVI, M. A. 2015. Energy harvesting in a nonlinear piezomagnetoelastic beam subjected to random excitation. Mechanical Systems andSignal Processing. 54, Vol. 405, 2015.

DIVENYI,S.; SAVI, M.A.; PENNA FRANCA,L.F. E WEBER,H.I. 2006. Nonlinear dynamics and chaos in systems with discontinuous support. Shock and Vibrations, v. 13, 2006.

DIVENYI,S.; SAVI, M.A.; PENNA FRANCA,L.F. E WEBER,H.I. 2008. Experimental investigation of an oscillator with discontinuous support considering different system aspects. Chaos, Solitons and Fractals, v. 38, 2008.

DU TOIT, NOEL EDUARD. 2005. Modeling and Design of a MEMS Piezoelectric. MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY : s.n., 2005.

DU TOIT, N.E.; WARDLE, B.L.; KIM, S. 2005.Design Considerations for MEMS-Scale Piezoelectric Mechanical Vibration Energy Harvesters, Integrated Ferroelectrics, v.71, 2005.

DU TOIT, NOEL E. e WARDLE, BRIAN L. . 2006. Performance of Microfabricated Piezoelectric Vibration Energy Harvesters. Integrated Ferroelectrics, v.83, 2006.

DU TOIT, N.E. E WARDLE, B.L. 2007. Experimental Verification of Models for Micro fabricated Piezoelectric Vibration Energy Harvesters, AIAA Journal, 45, 2007.

ERTURK, ALPER. 2009. Electromechanical Modeling of Piezoelectric Energy Harvesters, Ph.D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA.

ERTURK, A.; INMAN, D.J. 2008. On mechanical modeling of cantilevered piezoelectric vibration energy harvesters, J. Intell. Mater. Syst. Struct., v. 19 , 2008.

ERTURK, A.; INMAN, D.J. 2008a.Issues in mathematical modeling of piezoelectric energy harvesters, Smart Materials and Structures, v.17, 2008a.

ERTURK, A.; INMAN, D.J. 2008b. A distributed parameter electromechanical model for cantilevered piezoelectric energy harvesters, Journal of Vibration and Acoustics, v. 130, 2008b.

ERTURK, A. e INMAN, D. J. 2009. An experimentally validated bimorph cantilever model for piezoelectric energy harvesting from base excitations. Smart Mater. Struct. 18 (2009)

ERTURK, A.; HOFFMANN, J.; INMAN, D.J. 2009. A piezomagnetoelastic structure for broadband vibration energy harvesting, Applied Physics Letters, v.94, 2009.

ERTURK, ALPER e INMAN, D. J. 2011. Piezoelectric Energy Harvesting. John Wiley & Sons Ltd, 2011.

ERTURK, A. AND INMAN, D.J., 2011b. Broadband piezoelectric power generation on high-energy orbits of the bistable Duffing oscillator with electromechanical coupling, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330.10.

FANG H.B, LIU J. Q., XU Z.Y., DONG L., WANG L., CHENA D., 2006. Fabrication and performance of MEMS-based piezoelectric power generator for vibration energy harvesting, Microelectronics Journal 37, 2006.

FERRARI, M., FERRARI, V., GUIZZETTI, M., ANDÒ, B., BAGLIO S. AND TRIGONA, C., 2010. Improved Energy Harvesting from Wideband Vibrations by Nonlinear Piezoelectric Converters, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 162.

FRISWELL, M.I.; ALI, S.F.; BILGEN, O.; ADHIKARI, S.; LEES, A.W.; LITAK, G. 2012. Nonlinear piezoelectric vibration energy harvesting from a vertical cantilever beam with tip mass, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v.23(13), 2012.

GHANI,H.A; RAMLAN,R.; LATIF, M. J. A. AND LOW, P.S. . 2016. Improving the performance of a vibration energy harvesting device using magnets. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 11, No. 8, 2016.

GUAN, M. J.; LIAO, W. H. 2007. On the efficiencies of piezoelectric energy harvesting circuits towards storage device voltages, Smart Materials and Structures 16 (2007).

GUAN, M. J.; LIAO, W. H.2008. Characteristics of energy storage devices in piezoelectric energy harvesting systems. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v.19, 2008.

GUYOMAR, DANIEL; BADEL, ADRIEN; LEFEUVRE, ELIE E RICHARD, CLAUDE. 2005. Towards energy harvesting using active materials and conversion improvement by nonlinear processing. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, v. 52,no. 4, 2005.

HU, YUANTAI; XUE, HUAN; YANG,JIASHI E JIANG,QING. 2006. Nonlinear Behavior of a Piezoelectric Power Harvester near Resonance. IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control. 2006, vol. 53, no. 7, 2006.

HU, H.P., CUI, Z.J. AND CAO, J.G., 2007. Performance of a piezoelectric bimorph harvester with variable width, J Mech Vol. 23.03.

JACQUELIN, E; S ADHIKARI, S; FRISWELL, M.I. 2012. A piezoelectric device for impact energy Harvesting. Smart Materials And Structures 20, 2011

KANG L. H., LEE D. O. AND HAN J. H., 2011. A measurement method for piezoelectric material properties under longitudinal compressive stress a compression test method for thin piezoelectric materials", Measurement Science Technology, Vol. 22: 065701.

KANG, MIN-GYU;JUNG,WOO-SUK;KANG,CHONG-YUN E YOON,SEOK-JIN. 2016. Recent Progress on PZT Based Piezoelectric Energy Harvesting Technologies, Actuators 2016, 5, 5.

KARPENKO, E.V.; WIERCIGROGH,M.; CARTMELL, M.P. 2002. Regular and chaotic dynamics of a discontinuously nonlinear rotor system. Chaos, Solitons and Fractals, v 13, 2002.

KAUR, S., HALVORSEN, E., SØRÅSEN, O. AND YEATMAN, E.M., 2010, Numerical Analysis of Nonlinearities due to Rigid End-Stops in Energy Harvesters, Conference: Power MEMS Technical Digest Poster Sessions.

KAUR, S., HALVORSEN, E.2016. Parameter sensitivity of an in-plane gap closing electrostatic energy harvester with end-stop impacts, Journal of Intelligent Material Systems and Structures.

KAUR, SUKHDEEP E LE, CUONG PHU.2016. End-Stop Nonlinearities in Vibration Energy Harvesters, Springer.

KIM, HEUNG SOO; KIM, JOO-HYONG E KIM, JAEHWAN. 2011. A Review of Piezoelectric Energy Harvesting Based on Vibration, International Journal Of Precision Engineering And Manufacturing, Vol. 12, No. 6, 2011.

KIM, J.E. e KIM, Y.Y. 2011. Analysis of Piezoelectric Energy Harvesters of a Moderate Aspect Ratio with a Distributed Tip Mass, Journal of Vibration and Acoustics, v.133, 2011.

KIM, MISO; HOEGEN, MATHIAS; DUGUNDJI, JOHN AND WARDLE, BRIAN L .2010.Modeling and experimental verification of proof mass effects on vibration energy harvester performance, Smart Materials and Structures, v. 19, 2010.

LAGOUDAS, DIMITRIS C. 2008. Shape Memory Alloys Modeling and Engineering Applications. Nova Iorque, Springer Science, 2008.

LE, C.P., HALVORSEN, E., SØRASEN, O. AND YEATMAN, E.M., 2013. Wideband excitation of an electrostatic vibration energy harvester with power-extracting end-stops, Smart Mater. Struct., Vol. 22:075020-075029.

LEADENHAM, S. AND ERTURK, A., 2015. Unified nonlinear electroelastic dynamics of a bimorph piezoelectric cantilever for energy harvesting, sensing, and actuation, Nonlinear Dynamics, Vol. 79.

LEFEUVRE, E. et al. 2005. Piezoelectric energy harvesting device optimization by synchronous electric charge extraction. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v. 16, n. 10, 2005.

LELAND, E.S. AND WRIGHT, P.K. 2006. Resonance Tuning of Piezoelectric Vibration Energy Scavenging Generators Using Compressive Axial Preload, Smart Materials Structures, Vol.15, 2006.

LEO, DONALD J. 2007. Engineering Analysis Of Smart Materials Systems. Virgínia , John Wiley & Sons, Inc., 2007.

LESIEUTRE, G A AND DAVIS, C L, 1997. Can a coupling coefficient of a piezoelectric actuator be higher than those of its active material?, J. Intell. Mater. Syst. Struct. Vol. 8.

LIAO Y.; SODANO, H. A. 2008. Model of a single mode energy harvester and properties for optimal power generation, Smart Materials and Structures, v.17, 2008.

LIU J. Q., FANG H. B., XU Z. Y., MAO X.H., SHEN X.C., DI CHENA, LIAO H., 2008. A MEMS-based piezoelectric power generator array for vibration energy harvesting, Microelectronics Journal 39, 2008.

LU, F.; LEE, H.P.; LIM, S.P.2004. Modeling and analysis of micro piezoelectric power generators for micro-electromechanical systems applications, Smart Material and Structure, v.13, 2004.

MANN, B. P. AND SIMS, N. D., 2009. Energy harvesting from the nonlinear oscillations of magnetic levitation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 319.1.

MITCHESON ET AL. 2008. Energy Harvesting From Human And Machine Motion For Wireless Electronic Devices. Proceedings of the IEEE, Vol. 96, No. 9, 2008.

PELLEGRINI, SERGIO P.; TOLOU, NIMA; SCHENK,MARK E HERDER, JUST L. 2012. Bistable vibration energy harvesters: A Review. Journal of Intelligent Material Systems and Structures 24(11), 2012.

PRIYA, SHASHANK E INMAN, DANIEL J. 2009. Energy Harvesting Technologies, Springer Science, 2009.

RADOUSKY, H.B. E LIANG, H. 2012. Energy Harvesting – An Integrated View of Materials, Devices and Applications. Nanotechnology - Topical Review, LLNL-JRNL-526171, January 2012.

RAMADASS, Y.K.; CHANDRAKASAN, A.P.2010. An efficient piezoelectric energy harvesting Interface circuit using a bias-flip rectifier and shared inductor. IEEE Journal of Solid-State Circuits, Piscataway, v. 45, n. 1, 2010.

REISSMAN, T., WOLFF, E.M. AND GARCIA, E. 2009. Piezoelectric Resonance Shifting Using Tunable Nonlinear Stiffness, Proceedings of SPIE, Vol. 7288

RHIMI, M. AND LAJNEF, N., 2012. Modeling of a Composite Piezoelectric/Shape Memory Alloy Cantilevered Beam for Vibration Energy Harvesting, ASME 2012 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems, Vol. 2: 19-21.

ROUNDY, S. 2005. On the effectiveness of vibration-based energy harvesting, Journal ofIntelligent Material Systems and Structures, v.16, 2005.

RYSAK, ANDRZEJ; MÜLLER, MICHAEL; BOROWIEC, MAREK; ZUBRZYCKI, JAROSŁAW; LITAK, GRZEGORZ; GODLEWSKA-LACH, ANNA; WITTSTOCK, VOLKER. 2014. Broadband Concept Of Energy Harvesting In Beam vibrating Systems For Powering Sensors. Advances In Science And Technology Research Journal, Volume 8, No. 23, 2014.

SAVI, MARCELO AMORIM. 2006. Dinâmica não linear e caos. E-papers. Rio de janeiro, 2006.

SAVI, M.A.;DIVENYI,S.; PENNA FRANCA,L.F. E WEBER,H.I. 2006. Numerical and experimental investigations of the nonlinear dynamics and chaos in non-smooth systems.Journal of Sound and Vibrations 301, 2007.

SEBALD, G., KUWANO, H., GUYOMAR, D. AND DUCHARNE, B., 2011. Experimental Duffing oscillator for broadband piezoelectric energy harvesting, Smart Materials and Structures, Vol. 20.10.

SILVA,L.C.; SAVI, M.A.;PAIVA, A.. 2013. Nonlinear dynamics of a rotor dynamic nonsmooth shape memory alloy system. Journal of Sound and Vibrations 332, 2013.

SILVA, L.L., SAVI, M.A., MONTEIRO JR, P.C.C AND NETTO, T.A. 2013. On the Effect of the Piezoelectric Hysteretic Behavior in the Vibration-Based Energy Harvesting, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 24:1278-1285.

SILVA, L. L., MONTEIRO, P. C., SAVI, M. A. AND NETTO, T. A., 2015. On the Nonlinear Behavior of the Piezoelectric Coupling on Vibration-Based Energy Harvesters, Shock and Vibration, Vol. 2015, Article ID 739381.

SILVA, L.L., OLIVEIRA, S.A., PACHECO P.M.C.L. AND SAVI, M.A., 2015a. Synergistic Use of Smart Materials for Vibration-Based Energy Harvesting, European Physical Journal – Special Topics, Vol 224.14-15.

SODANO, H. et al. 2002. Electric power generation using piezoelectric devices. In: Proceedings of The International Conference On Adaptive Structures And Technologies, 13, 2002.

SODANO, H.A. e INMAN, D.J. 2004. A Review of Power Harvesting from Vibration using piezoelectric materials. The Shock and Vibration Digest. 36 (3), 2004.

SODANO, HENRY A., INMAN, DANIEL J. e PARK, GYUHAE. 2005. Generation and Storage of Electricity from Power Harvesting Devices. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v. 16, 2005.

SODANO, HENRY A., INMAN, DANIEL J. e PARK, GYUHAE. 2005a. Comparison of Piezoelectric Energy Harvesting Devices for Recharging Batteries. Journal of Intelligent Material Systems and Structures 16 (10). 2005.

SOLIMAN, M.S.M., ABDEL-RAHMAN, E.M., EL-SAADANY, E.F. AND MANSOUR, R.R., 2008. A wideband vibration-based energy harvester, J Micromech Microeng, Vol. 18:115021.

STANTON, S. C.; MCGEHEE, C. C.; MANN, B. P. 2009. Reversible hysteresis for broadband magnetopiezoelastic energy harvesting. Applied Physics Letters 95, 2009.

STANTON, S. C.; MCGEHEE, C. C.; MANN, B. P. 2010.Nonlinear dynamics for broadband energy harvesting: Investigation of a bistable piezoelectric inertial generator. Physica D: NonlinearPhenomena, v. 239, n. 10, 2010.

STANTON, S.C.; ERTURK, A.; MANN, B.P.; INMAN, D.J. 2010a. Nonlinear piezoelectricity in electroelastic energy harvesters: Modeling and experimental identification, Journal of Applied Physics, v.108, 2010.

TAN, YEN KHENG. 2011. Sustainable Energy Harvesting Technologies – Past, Present and Future, InTech, Rijeka, Croatia, 2011.

TANG, L.; YANG, Y.; SOH, C. 2012. Improving functionality of vibration energy harvesters using magnets, Journal of Intelligent Material Systems and Structures,v.23(13), 2012.

TRIPLETT, A. e QUINN, D.D. 2009. The effect of Non-linear Piezoelectric Coupling on Vibration-based Energy Harvesting. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2009.

UMEDA, M.; NAKAMURA, K.; UEHA, S. 1996. Analysis of Transformation of Mechanical Impact Energy to Electrical Energy Using a Piezoelectric Vibrator, Japanese Journal of Applied Physics, v. 35, 1996.

UMEDA, M.; NAKAMURA, K.; UEHA, S. 1997. Energy Storage Characteristics of a Piezo Generator Using Impact Induced Vibration, Japanese Journal of Applied Physics, v. 35, 1997.

VIJAYAN, K; FRISWELL, M.I.; HADDAD KHODAPARAST,H; ADHIKARI, S. 2014. Energy Harvesting in a coupled System Using Nonlinear Impact. Structural Health Monitoring, Volume 5, 2014.

VIJAYAN, K; FRISWELL, M.I.; HADDAD KHODAPARAST,H; ADHIKARI, S. 2015. Nonlinear energy harvesting from coupled impacting beams. International Journal of Mechanical Sciences 96-97, 2015.

VON WAGNER, U.; HAGEDORN, P. 2002. Piezo-beam systems subjected to weak electric field: experiments and modelling of non-linearities, Journal of Sound and Vibration, v. 256(5),2002.

WILLIAMS, C.B. E YATES, R.B. . 1996. Analysis of a micro-electric generator for microsystems. Sensors and Actuators A 52. 1996.

WU, H.; TANG, L.; YANG, Y.; SOH, C.K. 2012. A novel two-degrees-of-freedom piezoelectric energy harvester, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v. 24(3), 2012.

ZHEN, Y. e QING, H. 2011. A Review of Piezoelectric Vibration Generator for Energy Harvesting, Applied Mechanics and Materials, 2011.