

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**IDENTIFICAÇÃO DE DANO EM ESTRUTURAS AEROESPACIAIS
LEVES UTILIZANDO O MÉTODO DA ENERGIA DE DEFORMAÇÃO
MODAL**

ALLAN CORREA DOMINGUES

ORIENTADOR: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

**DISERTAÇÃO DE MESTRADO EM INTEGRIDADE DOS MATERIAIS
DA ENGENHARIA**

**PUBLICAÇÃO: FGA.DM-085A/2019
BRASÍLIA/DF: DEZ – 2019**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

ALLAN CORREA DOMINGUES

**IDENTIFICAÇÃO DE DANO EM ESTRUTURAS AEROESPACIAIS
LEVES UTILIZANDO O MÉTODO DA ENERGIA DE DEFORMAÇÃO
MODAL**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO E INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA
FACULDADE GAMA E FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE
BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

Orientador: Prof. Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

BRASÍLIA

2019.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA PROGRAMA
DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA
ENGENHARIA.**

**IDENTIFICAÇÃO DE DANO EM ESTRUTURAS AEROESPACIAIS
LEVES UTILIZANDO O MÉTODO DA ENERGIA DE DEFORMAÇÃO
MODAL**

ALLAN CORREA DOMINGUES

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO E INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA
FACULDADE GAMA E FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE
BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

APROVADA POR:



**Prof. Dra. Carla Tatiana Mota Anflor
PGINTEGRIDADE/UnB**



**Prof. Dr. Marcus Vinicius Girão de Moraes
PGINTEGRIDADE/UnB**



**Prof. Dr. Liércio André Isoldi
PPGEO/FURG**

BRASÍLIA, DEZEMBRO 2019.

FICHA CATALOGRÁFICA

ALLAN CORREA DOMINGUES

IDENTIFICAÇÃO DE DANO EM ESTRUTURAS AEROESPACIAIS LEVES UTILIZANDO O MÉTODO DA ENERGIA DE DEFORMAÇÃO MODAL, [Distrito Federal] 2019.

81.p.210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2019).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Gama. Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

1. ESTRUTURAS AEROESPACIAIS 2. ENERGIA DE DEFORMAÇÃO MODAL
3. HONEYCOMB 4. CONDENSAÇÃO DINÂMICA DE MATRIZES

I. FGA/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

DOMINGUES, A. C. (2019). IDENTIFICAÇÃO DE DANO EM ESTRUTURAS AEROESPACIAIS LEVES UTILIZANDO O MÉTODO DA ENERGIA DE DEFORMAÇÃO MODAL. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia, Publicação 085A./2019, Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 81.p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: ALLAN CORREA DOMINGUES.

TÍTULO: IDENTIFICAÇÃO DE DANO EM ESTRUTURAS AEROESPACIAIS LEVES UTILIZANDO O MÉTODO DA ENERGIA DE DEFORMAÇÃO MODAL GRAU: Mestre ANO: 2019

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

ALLAN CORREA DOMINGUES

ENDEREÇO: Grupo de Mecânica Experimental e Computacional – GMEC, Área Especial de Indústria Projeção A, Setor Leste, Gama.

CEP 72444-240, Brasília, DF – Brasil.

E-mail: allancdomingues@gmail.com

“Em seu coração o homem planeja o seu caminho;
mas o Senhor determina os seus passos.”

Provérbios 16:9

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pois sem Ele eu não seria quem sou, a minha esposa Sumara Ribeiro que esteve comigo todo este tempo ajudando-me em momentos difíceis e cansativos e aos meus pais Luiz Carlos e Gecimar bem como aos meus irmãos, pois sempre me deram suporte para que eu alcançasse meus projetos. Agradeço ao Dr. Sergio Carneiro com quem trabalho a mais de quatro anos, destacando os seus conselhos essenciais para a conclusão deste trabalho. Agradeço aos colegas, amigos do GMEC e à Dra. Carla Anflor com os quais pude trabalhar e aprender sobre a vida de um pesquisador. Por fim, gostaria de agradecer aos doutores Marcus Vinícius Girão de Moraes, Adriano Todorovic Fabro e ao grupo de dinâmica de sistemas (GDS) da UnB por disponibilizar o equipamento necessário para os ensaios experimentais.

RESUMO

A indústria aeroespacial está sempre em busca de otimizar a relação entre as propriedades físicas e mecânicas das estruturas. Tais propriedades estão diretamente relacionadas ao custo final do projeto, bem como à vida útil. Uma das estruturas comumente utilizadas nesta indústria e que possui uma boa razão peso-rigidez é a estrutura *honeycomb*. Ela relaciona as propriedades mecânicas de ligas metálicas com alta resistência mecânica com a baixa densidade de estrutura *honeycomb*. Por esta razão é relevante um método de identificação de dano não destrutivo que possa identificar, localizar e quantificar dano nessas estruturas antes de ocorrer alguma falha. Os métodos de identificação de dano mais comuns e não destrutivos são os que utilizam as características dinâmicas de uma estrutura, como exemplos destacam-se as frequências naturais, modos de vibração e fatores de amortecimento. Isso se deve ao fato de que essas características estão diretamente relacionadas às propriedades físicas e mecânicas da estrutura como massa e rigidez. Uma vez que uma estrutura sofre algum dano que altere sua rigidez e sua massa são provocadas variações em suas características modais. Neste trabalho são apresentados resultados de investigações de dano feitas em modelos numéricos de painéis estruturais *honeycomb* para aplicações aeroespaciais. Os danos investigados são danos que causam alterações na rigidez e na massa do modelo. A identificação dos danos é feita utilizando uma técnica não destrutiva por meio da variação da energia de deformação modal presente nos modos de vibração das estruturas. Os resultados numéricos foram utilizados como base para ensaios experimentais com dano simulado na forma de adição de massa. O método foi capaz de identificar danos na rigidez dos modelos numéricos e alguns casos de dano simulado na forma de adição de massa tanto no modelo numérico quanto nos ensaios experimentais.

Palavras chaves: Estruturas aeroespaciais, Energia de deformação modal, *Honeycomb*, Condensação Dinâmica de Matrizes.

ABSTRACT

The aerospace industry is always looking for optimize the ratio between the physical properties and mechanical properties of structures. These properties are directly related to the final project cost as well as the service life. One of the structures commonly used in this industry and which has a good weight-stiffness ratio is honeycomb panels. They relate the mechanical properties of high mechanical strength metal alloys to the low density honeycomb geometry. For this reason a non-destructive damage identification method is needed to identify, locate and quantify damage to these structures before failure. The most common non-destructive damage identification methods are using the dynamic characteristics of the structure. These are the natural frequencies, modes of vibration and damping factors. This is because these characteristics are directly related to the physical and mechanical properties of the structure. Once a structure suffers some damage that causes changes in its mass or stiffness this damage will cause changes in its dynamic characteristics. In this paper are present results of damage investigations in numerical models of honeycomb panels for aerospace applications. Damage investigated is causes changes in modulus of elasticity and changes in mass. The method using for damage identification is variation in modal strain energy present in the vibration modes of structures. The numerical results were used as a basis for experimental tests with simulated damage in the form of mass addition. The method was able to identify damage to the stiffness of numerical models and some cases of mass addition in both numerical model and experimental tests.

Keywords: Aerospace Structures, Modal Strain Energy, Honeycomb, Dynamic Matrix Condensation.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

i	Unidade imaginária, $\sqrt{-1}$
U_i	Energia de deformação modal para o modo de vibração i
U_{ij}	Energia de deformação modal da região j para o modo de vibração i
Z_{ij}	Normalização dos valores de beta da região j para o modo de vibração i
Z_j	Somatório da energia de deformação modal normalizada total da região j

Símbolos Gregos

λ	Autovalor
β_{ij}	Contribuição da energia de deformação modal da região j no modo de vibração i
Ω	Frequência angular
Z	Fator de amortecimento normalizado pela massa
ϕ	Vetor de forma ou modo de vibração

Matrizes

C	Matriz de amortecimento
F	Vetor forçamento
K	Matriz de rigidez
M	Matriz de massa
Q	Vetor modal
T	Matriz de transformação
X	Vetor deslocamento

1 Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	MOTIVAÇÃO.....	17
1.2	OBJETIVOS.....	19
	Objetivo Geral.....	19
1.2.1	Objetivos Específicos.....	19
1.3	ORGANIZAÇÃO DOS CAPÍTULOS.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
3	REFERENCIAL TEÓRICO.....	25
3.1	ANÁLISE MODAL.....	25
3.1.1	Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade (MGDL).....	26
3.1.2	Análise Modal Experimental.....	27
3.1.3	Análise Modal Numérica.....	29
3.1.4	Função de Resposta em Frequência.....	33
3.1.5	Correlação entre os modelos teóricos e experimentais.....	35
3.2.	MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO DE DANO UTILIZANDO ENERGIA DE DEFORMAÇÃO MODAL.....	37
4	METODOLOGIA.....	40
4.1	MODELAGEM NUMÉRICA DOS PAINÉIS <i>HONEYCOMB</i>	40
4.1.1	Análise Harmônica Numérica.....	41
4.2	IDENTIFICAÇÃO DE DANO NO MODELO NUMÉRICO.....	42
4.3	ENSAIO EXPERIMENTAL.....	43
5	RESULTADOS.....	45
5.1	VALIDAÇÃO DOS MODELOS NUMÉRICOS.....	45
5.2	MODELO NUMÉRICO COM REDUÇÃO NO MÓDULO DE ELASTICIDADE. 48	
5.2.1	Modelo numérico com dano artificial - redução de 25% no módulo de elasticidade.....	49
5.2.2	Modelo numérico com dano artificial - redução de 10% no módulo de elasticidade.....	52
5.2.3	Modelo numérico com dano artificial - redução de 1% no módulo de elasticidade.....	55
5.3	MODELO NUMÉRICO COM ADIÇÃO DE MASSA CONCENTRADA.....	59
5.3.1	Modelo numérico com adição de massa concentrada - painel de 15 mm de espessura.....	59

5.3.2	Modelo numérico com adição de massa concentrada - painel de 10 mm de espessura.....	61
5.4	ENSAIO EXPERIMENTAL PARA DANO COM ADIÇÃO DE MASSA.....	63
5.4.1	Análise experimental com dano de massa para o painel de 15 mm de espessura.....	64
5.4.2	Análise experimental com dano de massa para o painel de 10 mm de espessura.....	66
5.5	COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS.....	68
5.5.1	Numérico com redução de rigidez x Numérico com adição de massa. .	68
5.5.2	Numérico com adição de massa x Experimental com adição de massa	71
6	CONCLUSÃO	74
6.1	TRABALHOS FUTUROS	76
6.2	TRABALHOS ORIGINADOS E PUBLICADOS DURANTE A EXECUÇÃO DESTA DISSERTAÇÃO.	76
6.2.1	Trabalhos publicados em Anais de Congresso.....	76
7	REFERÊNCIAS.....	77

Lista de Figuras

Figura 3. 1. FRF para um Sistema de 4 graus de Liberdade. Fonte: He e Fu (2001).	35
Figura 3. 2. Correlação entre as frequências naturais experimentais e numéricas ...	36
Figura 3. 3. Matriz de MAC cruzado entre resultados experimentais e simulação numérica de um painel estrutural.	37
Figura 4. 1. Discretização do painel com ponto de excitação (circulo) (a) painel de 15 mm de espessura (b) painel de 10 mm de espessura.....	41
Figura 4. 2. Divisão das regiões para (a) painel de 15 mm de espessura (b) painel de 10 mm de espessura.	43
Figura 4. 3. Setup do ensaio experimental.	44
Figura 4. 4. Painel Estrutural Suspenso por nylon e com fitas reflexivas nos pontos de medição.	44
Figura 5. 1. Comparação da soma das FRFs experimental e numérica painel 15 mm.	45
Figura 5. 2. Matriz de MAC experimental x Numérico painel 15 mm.....	46
Figura 5. 3. Comparação da soma das FRFs experimental e numérica painel 10 mm.	47
Figura 5. 4. Matriz de MAC experimental x Numérico painel 10 mm.....	48
Figura 5. 5. Matriz de MAC sem dano e com dano redução do módulo de elasticidade para o painel: (a) 15 mm e (b) 10 mm.	50
Figura 5. 6. Identificação de dano painel de 15 mm para redução de 25% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.	51

Figura 5. 7. Identificação de dano painel de 10 mm para redução de 25% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i)9.	52
Figura 5. 8. Identificação de dano painel de 15 mm para redução de 10% do modulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.	54
Figura 5. 9. Identificação de dano painel de 10 mm para redução de 10% do modulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.	55
Figura 5. 10. Identificação de dano painel de 15mm para redução de 1% do modulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.	57
Figura 5. 11. Identificação de dano painel de 10 mm para redução de 1% do modulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.	58
Figura 5. 12. Matriz de MAC para o painel de 15 mm com adição de massa concentrada de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.	60
Figura 5. 13. Identificação de dano painel de 15 mm para adição de massa de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.	61
Figura 5. 14. Matriz de MAC para o painel de 10 mm com adição de massa concentrada de 51,46 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.	62
Figura 5. 15. Identificação de dano painel de 10 mm para adição de massa de 51,46 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.	63
Figura 5. 16. Matriz de MAC para experimental o painel de 15 mm com adição de massa concentrada de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 e (c) 6.	65
Figura 5. 17. Identificação de dano experimental para o painel de 15 mm para adição de massa de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 e (c) 6.	66
Figura 5. 18. Matriz de MAC experimental para o painel de 10 mm com adição de massa concentrada de 51,46 g.	67
Figura 5. 19. Identificação de dano experimental para o painel de 10 mm para adição de massa de 51,46 g.	67

Figura 5. 20. Comparação da variação da energia de deformação do modelo numérico do painel de 15 mm de espessura com redução de módulo de elasticidade e para massa concentrada.....	69
Figura 5. 21. Comparação da variação da energia de deformação do modelo numérico do painel de 10 mm de espessura com redução de módulo de elasticidade e para massa concentrada.....	70
Figura 5. 22. Correlação dos modos do painel de 15 mm numérico e experimental com massa na região (a) 2, (b) 3 e (c) 6.	71
Figura 5. 23. Comparação entre os resultados de variação da energia de deformação do painel de 15 mm com dano de massa numérico e experimental.....	72
Figura 5. 24. Correlação dos modos do painel de 10 mm numérico e experimental com massa na região 3.	73
Figura 5. 25. Comparação entre os resultados de variação da energia de deformação do painel de 10 mm com dano de massa numérico e experimental.....	73

Lista de Tabelas

Tabela 3. 1. Quadro de resumo para a FRF.....	34
Tabela 5. 1. Comparação das frequências naturais numéricas e experimentais para o painel de 15 mm. 46	
Tabela 5. 2. Comparação das frequências naturais numéricas e experimentais para o painel 10 mm.....	47
Tabela 5. 3. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com dano de 25% em cada região	49
Tabela 5. 4. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com dano de 25% em cada região.	49
Tabela 5. 5. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com dano de 10% em cada região.	53
Tabela 5. 6. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com dano de 10% em cada região.	53
Tabela 5. 7. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com dano de 1% em cada região.	56
Tabela 5. 8. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com dano de 1% em cada região.	56
Tabela 5. 9. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com massa de 26,79 gramas adicionada nas regiões.....	59
Tabela 5. 10. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com massa de 51,46 gramas adicionada nas regiões.....	62
Tabela 5. 11. Frequências Naturais experimentais para o painel 15 mm de espessura sem dano e com massa de 26,79 gramas adicionada nas regiões.	64
Tabela 5. 12. Frequências Naturais para o painel de 10 mm de espessura sem dano e com massa de 51,46 gramas adicionada na região 2 obtidas experimentalmente.	67

Tabela 5. 13. Comparação entre as frequências naturais do modelo numérico do painel de 15 mm de espessura com redução do módulo de elasticidade e com adição de massa concentrada.....	68
Tabela 5. 14. Comparação entre as frequências naturais do modelo numérico do painel de 10 mm de espessura com redução do módulo de elasticidade e com adição de massa concentrada.....	68
Tabela 5. 15. Comparação entre as frequências naturais do painel de 15 mm de espessura com dano de massa numérico e experimental.	71
Tabela 5. 16. Comparação entre as frequências naturais do painel de 10 mm de espessura com dano de massa numérico e experimental.	73

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A indústria aeroespacial está sempre em busca de materiais que possuam um bom equilíbrio entre as propriedades físicas e mecânicas. Neste sentido uma das principais características que é relevante na concepção de um projeto aeroespacial é a densidade do material, pois esta propriedade afeta tanto a eficiência do projeto quanto o custo operacional (Flower, 1995). Outra característica importante é a resistência mecânica da estrutura aeroespacial uma vez que tal estrutura está constantemente submetida a cargas dinâmicas (Yu *et al.*, 2015). Tais cargas podem ocasionar danos à estrutura e conseqüentemente perdas de projeto ou eventuais catástrofes (Cho e Rhee, 2011).

Uma estrutura comumente utilizada em aplicações aeroespaciais são painéis do tipo sanduíche com núcleo de *honeycomb*. Painéis *honeycomb* são estruturas que possuem duas faces compostas por placas finas laminadas e um núcleo composto por um conjunto celular de estruturas no formato triangular, retangular ou hexagonal e feito de material compósito (Li *et al.*, 2016). Esta configuração permite que estes painéis tenham peso reduzido e elevada resistência mecânica, além de possuírem uma boa capacidade de isolamento térmico e acústico, resistência ao fogo e uma elevada capacidade de absorver energia (Portela *et al.*, 2010).

O uso crescente dessas estruturas na engenharia fez com que eventuais danos surgissem. Um dano comum que existe é justamente relacionado à fita adesiva responsável por garantir a associação das propriedades do núcleo e da face. Pode ocorrer em algumas estruturas a falta de aderência entre a face e a fita ou entre o núcleo e a fita, o que pode gerar uma diminuição na rigidez da estrutura (Gupta *et al.*, 2016). Tais danos podem ser ocasionados por uma falha na fabricação dos painéis ou devido a algum impacto sofrido pela estrutura. Por esta razão, faz-se necessário uma investigação de identificação de dano nesse tipo de estrutura (Seguel e Meruane, 2018).

A integridade de uma estrutura pode ser estudada por meio de suas características dinâmicas. Isso se deve ao fato que essas características estão diretamente relacionadas à massa e rigidez da estrutura (Ewins, 1995). Além disso,

este estudo permite utilizar métodos não destrutivos para investigação de dano na estrutura.

Kim e Stubbs (1995) enfatizam que a maioria dos estudos voltados para monitoramento de dano em estruturas dedica esforços no monitoramento da perturbação das frequências naturais. Estes estudos mostram que quando uma estrutura possui algum tipo de dano suas frequências naturais sofrem alterações. Apesar de ter sido bastante utilizado na década de 80, os métodos baseados em frequências naturais podem apresentar limitações, principalmente em estruturas mais complexas. Uma dessas limitações se baseia no fato de que a estrutura pode apresentar um dano severo que resulte em uma pequena variação da frequência natural que poderia ser facilmente confundida com um erro experimental (Kim *et al.*, 2003).

Também é possível investigar a presença de dano em uma estrutura utilizando o monitoramento das formas modais. Kim e Stubbs (1995) apontam que a principal vantagem de utilizar as formas modais para a identificação de dano é que elas são mais sensíveis aos danos do que às frequências naturais. Um dos métodos comumente utilizado na engenharia para identificação de dano com base nas formas modais é o que analisa a energia presente em cada forma denominada de energia de deformação modal (*Modal Strain Energy- MSE*). Este método consiste em analisar a variação da energia de deformação na estrutura quando esta apresenta dano. Essa análise se baseia no fato de que quando uma estrutura possui um dano que afeta a rigidez, a energia de deformação modal irá aumentar indicando assim a presença do dano (Pereyra *et al.*, 1999).

Por esta razão uma investigação foi realizada em modelos numéricos de painéis estruturais do tipo *honeycomb* a fim de identificar dano por meio da energia de deformação modal. Esta investigação consiste em analisar danos simulados na forma de redução do módulo de elasticidade. Além do dano que afeta a rigidez, foi investigado dano numérico na forma de adição de massa concentrada. Por fim, foram realizados ensaios experimentais com dano simulado na forma de adição de massa a fim de comparar com os resultados numéricos.

1.2 OBJETIVOS

Objetivo Geral

Investigar por meio de análises numéricas e experimentais o potencial do Método da Energia de Deformação na detecção e quantificação de possíveis danos em dois modelos distintos de painéis estruturais do tipo *honeycomb* utilizados na indústria aeroespacial.

1.2.1 Objetivos Específicos

- Validar modelos numéricos dos painéis por meios das propriedades dinâmicas extraídas experimentalmente de painéis reais.
- Realizar uma condensação dinâmica nas matrizes de rigidez e de massa dos modelos numéricos para trabalhar com a mesma quantidade de pontos que os ensaios experimentais;
- Avaliar as variações das características dinâmicas dos modelos numéricos dos painéis com dano simulado na forma de redução do módulo de elasticidade e adição de massa concentrada;
- Avaliar o método de identificação de dano por meio da energia de deformação modal comparando os resultados dos modelos numéricos dos painéis sem dano e com diferentes tipos de dano;
- Avaliar as variações das características dinâmicas de painéis estruturais reais com dano na forma de adição de massa por meio da análise modal experimental;
- Avaliar o método de identificação de dano por meio da energia de deformação modal em painéis reais comparando os resultados dos painéis sem dano e dos painéis com dano na forma de adição de massa.

1.3 ORGANIZAÇÃO DOS CAPÍTULOS

Este trabalho está dividido em seis capítulos. O primeiro capítulo é composto pela introdução onde são apresentados os objetivos e as motivações. No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica dos métodos de identificação de dano que utilizam as características modais como base e os principais estudos envolvendo energia de deformação modal para identificação de dano. A base teórica

desde os principais conceitos envolvendo a análise modal até o método de identificação de dano é apresentada no terceiro capítulo. No quarto capítulo é descrita a metodologia de estudo deste trabalho. No quinto capítulo são apresentados os resultados para vários casos numéricos e alguns casos experimentais. Finalmente, no sexto capítulo é realizada a conclusão do trabalho com base nos resultados numéricos e experimentais e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O monitoramento e identificação de dano em estruturas têm um fator importante na engenharia. Tais procedimentos permitem que sejam tomadas medidas preventivas antes que ocorra uma falha estrutural e conseqüentemente uma catástrofe (Huynh *et al.*, 2005). A integridade de uma estrutura está diretamente relacionada às suas características dinâmicas (Ewins, 1995). Por esta razão, estudos envolvendo identificação de dano em estruturas por meio das propriedades modais tem sido foco de pesquisa desde o final da década de 70 e início da década de 80 (Kim e Stubbs, 1995). Isso se deve ao fato de que danos estruturais podem provocar alterações na massa, na rigidez e no amortecimento de uma estrutura alterando as frequências naturais e formas modais de vibração (Shi *et al.*, 1998).

A identificação de dano ocorre em três fases. A primeira é a identificação da presença do dano na estrutura. Essa fase é identificada pelas alterações nas propriedades modais da estrutura. Em seguida é realizada uma fase de localização do dano na estrutura. E por fim a última fase é quantificar quão severo é o dano a fim de avaliar a necessidade ou não de uma correção para que não haja uma falha estrutural (Pandey e Biswas, 1994).

Os primeiros estudos voltados para identificação de dano por meio das características dinâmicas se deram na engenharia civil com base nas frequências naturais. Cawley e Adams (1979), Chondros e Dimarogonas (1980), O'Brien (1980), entre outros, fizeram estudos para analisar a influência de dano nas frequências naturais. A observação na mudança dos valores de frequências naturais com a presença de um dano na estrutura foi algo que motivou os principais estudos de identificação de dano por meios das características modais (Doebbling *et al.*, 1996). De forma geral, as técnicas envolvem a realização de uma análise modal das estruturas antes de entrarem em operação, ou seja, de uma estrutura sem danos. Esses dados são utilizados como referência e os resultados de análises posteriores são comparados a eles. A alteração nos valores das frequências naturais é o indicativo de que a estrutura apresenta algum tipo de dano.

Apesar da praticidade de identificar o dano pela análise das frequências naturais, estes métodos eram limitados apenas para indicar a presença do dano (Doebbling, 1996). Além disso, eles apresentam duas principais limitações. A primeira

limitação observada é referente ao fato de que uma estrutura poderia apresentar um dano severo e causar uma variação nos valores de frequências naturais menores que 5%, o que poderia ser interpretado como o erro associado à análise experimental (Hu *et al.*, 2011). A segunda limitação é que estruturas simétricas podem gerar resultados semelhantes para danos em diferentes posições fazendo com que não seja possível localizar a região do dano (Yang, 2017).

Por esta razão surgiram métodos que utilizam as formas modais como base para identificação de dano. Estes métodos se mostram mais sensíveis ao dano que os métodos que utilizam as frequências naturais. Além disso, a localização da região danificada também se apresenta de forma mais clara (Yang, 2017).

Um dos principais métodos utilizados para identificação de dano por meio das formas modais foi apresentado por Kim e Stubbs (1995) no início da década de 90. O método apresentado por eles utiliza a energia presente em cada forma modal denominada energia de deformação. Os autores observaram que ao apresentar algum dano a estrutura manifestava uma redução da sua rigidez e, conseqüentemente, a energia de deformação das formas modais aumentava. Com base nisso, a identificação de dano nas estruturas passou a ser indicada pelo aumento da energia de deformação modal (EDM) da estrutura.

Kim e Stubbs (1995) aplicaram o método para identificar dano com base nas formas modais em plataformas marítimas que sofriam com desgastes causados pelo ambiente. A análise consistiu em investigar dano em um modelo numérico de uma estrutura composta por vigas em treliças. O método se mostrou eficiente para identificar danos severos de 25% de redução no módulo de elasticidade da viga e danos menos severos de 1%. Além disso, ele foi capaz de localizar viga danificada independentemente da localização dela na estrutura.

Outros pesquisadores utilizaram o método para identificar dano em outros tipos de estrutura. Shi e Law (1998) aplicaram o método de EDM para identificar dano em estruturas aeroespaciais europeias e em dados experimentais de aeronaves. Eles utilizaram apenas a matriz de rigidez e os vetores de forma na identificação de dano. A análise consistiu em identificação de dano em modelos simulados com múltiplos danos mostrando que o método é capaz de identificar

vários danos em diferentes regiões da estrutura. Com os dados experimentais eles observaram que a qualidade do sinal afeta na identificação de dano devido ao sinal estar diretamente relacionado à qualidade dos modos extraídos.

Pereyra (1999) aplicou o método de EDM para identificar dano em uma placa de alumínio. Por ser um material comumente utilizado na indústria aeroespacial a investigação de dano se apresenta de forma necessária. A análise dele consistia em realizar um dano numa placa de alumínio e identificar a região danificada da placa por meio da EDM. Segundo ele, o método apresentou algumas limitações. A primeira é relacionada à dependência na qualidade dos modos de vibração extraídos. Se os modos utilizados para o cálculo da EDM não apresentarem uma boa qualidade eles podem gerar um falso positivo, ou seja, indicar dano em uma região sem dano. Além disso, ele observou que quanto maior o número de modos de vibração utilizados na análise, mais evidente o dano se apresenta. Outra limitação foi que no caso estudado por ele para conseguir identificar o dano seria necessário que este dano fosse tão severo a ponto de ser visível o que eliminaria a necessidade de identificação do dano pelo método da EDM.

Otieno (2000) fez estudos em estruturas de treliças utilizando a EDM e um método de atualização da matriz \mathbf{K} para a estrutura com dano. No estudo original proposto por Kim e Stubbs (1995) a energia de deformação modal é calculada mantendo a matriz \mathbf{K} constante para a estrutura com dano e sem dano. A variação da energia seria causada pela variação no vetor de forma. No trabalho de Otieno (2000) ele observa que essa atualização da matriz \mathbf{K} apresentada por ele não causou grandes variações nos resultados numéricos e experimentais.

Estes métodos apresentados até então utilizavam dados modais para identificação do dano, frequências naturais e formas modais. Pandey e Biswas (1995) apresentam um método que avalia a flexibilidade presente nos modos. Este método consiste numa avaliação semelhante à de energia de deformação. Quando uma estrutura sofre algum dano que reduza sua rigidez, sua flexibilidade irá aumentar.

Maia (2003) apresenta o método baseado na função de resposta em frequência. Ele faz uma atualização do método de Pandey, porém ao invés de

analisar a curvatura das formas, traz uma análise da curvatura da FRF. A maior vantagem deste método é a análise de toda a faixa de frequência e não somente os pontos das frequências naturais. A variação na FRF de algum ponto medido pode indicar a presença do dano bem como a sua localização.

Também é possível realizar a análise de dano pelas variações nos valores das matrizes de massa, rigidez e amortecimento. Este método é denominado de atualização de parâmetros do modelo estrutural. Ele prevê uma atualização nos valores das matrizes com base nos parâmetros modais medidos e no modelo numérico (Farrar *et al.*, 2001).

Mais recentemente Seguel e Meruane (2018) fizeram um estudo para avaliar a identificação de dano em um painel *honeycomb* comparando vários métodos de identificação de dano que utilizam as formas modais. Eles compararam o método da energia de deformação modal com o método de curvatura da forma modal, superfície de carga uniforme e método de suavização. Experimentalmente o método de identificação que utiliza a EDM foi o que melhor apresentou resultados capazes de identificar, localizar e quantificar o dano. Porém existe a limitação de que os modos da estrutura danificada e não danificada tenham boa correlação.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos e fundamentos teóricos utilizados para elaboração e execução do trabalho. É demonstrado o conceito de análise modal e os principais métodos para realizar uma análise modal em uma estrutura. Também é apresentado o método de energia de deformação para identificação e localização de dano em estrutura e um método de condensação dinâmica de matriz de rigidez e de massa que foi aplicado para gerar as matrizes que foram utilizadas no cálculo da energia de deformação.

3.1 ANÁLISE MODAL

Vibrações naturais são características presentes em sistemas mecânicos. Elas ocorrem por meio de interações entre energias cinéticas e potenciais dos componentes que integram este sistema. A compreensão dessas vibrações na engenharia contribui para uma melhor elaboração do projeto, melhor eficiência e aumento da vida útil dos componentes estruturais (de Silva, 2000).

Para isso é feito um estudo que envolve a análise e caracterização do comportamento dinâmico das estruturas. Este estudo é denominado análise modal e visa descrever matematicamente o comportamento dinâmico das estruturas por meio de suas frequências naturais, fatores de amortecimento e formas modais (He e Fu, 2001). As frequências naturais são frequências características da estrutura que ao receber uma excitação irá vibrar nessas frequências após cessar a excitação. No geral estruturas reais apresentam infinitas frequências naturais e para cada uma delas a estrutura irá apresentar um determinado movimento característico o que é denominado de forma modal. E o fator de amortecimento está relacionado à capacidade que a estrutura tem de dissipar a energia gerada por aquela excitação e parar de vibrar (de Silva, 2000).

A caracterização dinâmica é realizada por meio do estudo do comportamento da estrutura quando esta recebe algum tipo de excitação e a partir dessa análise é gerado um modelo matemático que irá descrever este comportamento por meio das características dinâmicas da estrutura. Esse modelo matemático é capaz de representar as propriedades físicas e geométricas por meio de equações diferenciais que irão descrever os movimentos da estrutura (Mendes e Oliveira, 2008).

Este estudo pode ser realizado por meio analítico, numérico e experimental. Na engenharia é comum realizar a análise pelo método experimental que é denominado de teste modal. O teste modal permite compreender e controlar de forma mais adequada o comportamento dinâmico do projeto (Ewins, 1995).

O método analítico é feito por meio de um modelo físico capaz de descrever as características de massa, rigidez e amortecimento do sistema. A solução é feita por meio de um problema de autovalor que envolve matrizes de Massa, Rigidez e Amortecimento utilizando equações diferenciais que irão descrever o comportamento da estrutura (He e Fu, 2001).

O método numérico está relacionado principalmente na fase de concepção do projeto a fim de prever de forma aproximada o comportamento dinâmico da estrutura (Mendes e Oliveira, 2008). Após a concepção do projeto e desenvolvimento das peças é realizado o teste modal a fim de validar o modelo numérico preliminar (Ewins, 1995).

3.1.1 Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade (MGDL)

As estruturas são sistemas contínuos com infinitos graus de liberdade. A solução exata para o comportamento dinâmico analiticamente se dá por meio de infinitas equações diferenciais parciais (EDP) o que torna a solução complexa uma vez que muitas das EDPs ainda não possuem solução. Por esta razão, uma forma de realizar o estudo dinâmico de uma estrutura com infinitos graus de liberdade por meio analítico é a aproximação por um sistema com múltiplos graus de liberdade e descrevê-lo utilizando soluções matriciais (Rao, 2008).

$$M[\ddot{x}] + C[\dot{x}] + K[x] = F \quad (1)$$

onde M é a matriz de massa, C é a matriz de amortecimento, K é a matriz de rigidez e F é o vetor de força. A análise de um sistema de vibração livre na ausência de amortecimento é dada pela eq.(2). A solução deste problema pode ser feita por um problema de autovalor onde serão calculadas as frequências naturais e os modos de vibração.

$$M[\ddot{x}] + K[x] = 0 \quad (2)$$

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})[\Phi] = 0 \quad (3)$$

onde $[\Phi]$ é uma matriz de autovetores quadrada $n \times n$ n o número de graus de liberdade do sistema e representa tamanho das matrizes \mathbf{K} e \mathbf{M} . O sistema possui n autovalores ω^2 . Estes autovalores são as frequências naturais do sistema ao quadrado, enquanto que, os autovetores, são os vetores de forma ou modos de vibração (He e Fu, 2001).

A análise modal ocorre quando as equações diferenciais do sistema matricial são desacoplas e é realizada a solução por meio de equações diferenciais ordinárias independentes (Mendes e Oliveira, 2008). Esse desacoplamento pode ocorrer fazendo uma substituição de variável (Rao, 2008).

$$\vec{x}(t) = [\Phi]\vec{q}(t) \quad (4)$$

$$[\Phi]^T \mathbf{M}[\Phi] = \mathbf{I} \quad (5)$$

$$[\Phi]^T \mathbf{K}[\Phi] = \lambda \quad (6)$$

$$[\ddot{q}] + 2\zeta\omega[\dot{q}] + \lambda[x] = Q \quad (7)$$

onde q é a resposta do sistema no domínio modal, ζ é o fator de amortecimento do sistema e λ é a matriz diagonal de autovalores.

3.1.2 Análise Modal Experimental

Análise modal experimental é o procedimento que investiga as vibrações de uma estrutura por meio da correlação do deslocamento, da velocidade ou da aceleração desta estrutura quando submetida a algum tipo de excitação (Gevinski, 2014). Ewins (1995) em seu livro chama esta análise de teste modal onde segundo sua definição esse teste é um procedimento experimental que permite obter uma descrição matemática do comportamento dinâmico de uma estrutura real.

Esta análise permite identificar as frequências naturais de uma estrutura real e as respectivas formas modais. Além disso, a análise experimental é utilizada para validar modelos teóricos numéricos ou analíticos (Inman, 2014). Outra vantagem desta análise é a capacidade de determinar se há falhas na estrutura, identificar o amortecimento crítico e indicar a vida útil do material (Craig e Kurdila, 2006).

Essa análise também contribui para o desenvolvimento das características das peças de um projeto, realizar análise da qualidade do produto, otimizar a aplicabilidade das peças no projeto e melhorar o desempenho final do projeto (de Silva, 2000). Além de tudo, a análise modal experimental permite o monitoramento da integridade da estrutura. Pois, quando algum parâmetro modal de uma estrutura sofre alguma alteração isso pode indicar que a estrutura possui um dano ou que necessita de manutenção (Inman, 2014).

O teste modal consiste em ter uma fonte de excitação controlada (excitador) que irá gerar a força na estrutura fazendo com que ela vibre. Essa força será à entrada do sistema. Um sensor que irá monitorar o deslocamento, a velocidade ou a aceleração da estrutura que corresponderá à saída do sistema, e por fim um software que irá processar os sinais de entrada e saída e relacioná-los no domínio do tempo ou no domínio da frequência (He e Fu, 2000).

3.1.2.1 Excitação por Impacto

O teste de impacto consiste em excitar a estrutura por meio de um impulso gerado por um martelo de impacto, fazendo com que a estrutura vibre livremente e analisar a resposta da estrutura em diferentes pontos (de Silva, 2000). Esse impulso gerado é uma combinação da massa do martelo, da velocidade com que o martelo atinge a estrutura e da rigidez do corpo de prova (He e Fu, 2000).

O controle da intensidade da força e da faixa de frequência que será analisada é feito pela massa do martelo e da ponta do martelo que será usada para excitar a estrutura. A massa do martelo irá contribuir para controlar a intensidade da força. Já a ponta do martelo influenciará tanto na rigidez da estrutura quanto no tipo de pulso gerado pelo martelo de impacto (Ewins, 1995).

Este método apresenta algumas limitações que devem ser levadas em consideração ao utilizá-lo para análise modal experimental. A primeira consiste da questão de que a faixa de frequência depende do tipo de impulso gerado. Quanto maior a largura do impulso, menor será a faixa de frequência útil para análise. Outra limitação é a diferença entre uma excitação e outra, pois além de garantir que o martelo atinja a estrutura na direção normal à superfície, a intensidade da força e

velocidade do martelo pode variar de uma excitação para outra, o que irá influenciar na fase de processamento do sinal (Ewins, 1995).

3.1.2.2 Excitação com *Shaker*.

Apesar do ensaio com o martelo de impacto ser mais utilizado devido ao baixo custo e fácil implementação, para ensaios com frequências mais elevadas faz-se necessária a utilização de outro método de excitação. A alternativa mais comum é a utilização de shakers (Schwarz et al., 1999).

O shaker é um excitador eletrodinâmico que permite controlar a frequência de excitação e a amplitude separadamente. Essa característica possibilita um maior controle e flexibilidade do ensaio (Ewins, 1995). Este é realizado com excitação contínua. Enquanto no ensaio de impacto a resposta é medida até que a estrutura pare de vibrar, nesse ensaio a resposta é monitorada continuamente (de Silva, 2000). Isto permite ter um controle sobre a intensidade da excitação e a taxa da varredura.

Entretanto, além do custo no uso desse tipo de excitador ser mais elevado que o de martelo de impacto, outros fatores devem ser considerados na realização deste tipo de ensaio. Primeiramente é que o excitador é acoplado à estrutura. Isto pode causar alteração na dinâmica desta. Além disso, o material utilizado para fixar a célula de carga à estrutura pode fazer com que uma massa seja adicionada entre ambas fazendo com que a força recebida pela estrutura seja diferente da força medida na célula de carga (Agilent Technologies).

3.1.3 Análise Modal Numérica

As estruturas possuem elementos elásticos contínuos. Estes elementos são deformáveis e possuem infinitos pontos de massa. Para cada ponto de massa é atribuído um grau de liberdade, ou seja, uma estrutura possui infinitos graus de liberdade. Esses tipos de elementos são denominados de sistemas contínuos (Rao, 2008). Sendo assim, o procedimento de análise destas estruturas é mais complexo.

A investigação teórica desses sistemas contínuos é possível por meio de métodos aproximados com uma série de equações de derivadas parciais e recorrência a uma série de Fourier, embora tal análise seja possível somente em

meios contínuos homogêneos e simples (Azevedo, 2003). Além disso, os resultados gerados são uma aproximação do valor exato e há certa dificuldade em gerar resultados mais aproximados sendo necessário aumentar o grau da equação, o que tornam os cálculos mais complexos (Assan, 2003).

Por esta razão é necessária a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF). Este método consiste em dividir estruturas em pequenas regiões em forma de grade transformando estruturas contínuas em discretas (Assan, 2003). Isso permite fazer com que o comportamento da estrutura seja analisado para cada região individualmente ao invés de resolver o problema como um todo. O resultado final será a combinação dos resultados de cada uma dessas pequenas regiões.

Devido à complexidade dos cálculos a resolução desse método se dá por meio computacional. Contudo, essa facilidade computacional pode gerar problemas em um projeto. Isso se deve ao fato de que muitas vezes em virtude da qualidade do software o projetista aceita os resultados sem saber o que está por trás da ferramenta computacional. O que pode gerar falhas devido a algum erro nos valores de entrada (Azevedo, 2003). Por isso, faz-se necessário ter dados previamente obtidos por intermédio de método experimental a fim de comparar os resultados e validar o modelo numérico ou resultados teóricos para poder verificar o modelo numérico.

3.1.3.1 Condensação Dinâmica de Matrizes

Métodos de condensação dinâmica de matrizes e expansão dos modos de vibração são técnicas comumente utilizadas na engenharia para correlacionar modelos de elementos finitos com resultados experimentais e identificação de danos. Isso se deve ao fato de que um modelo de elementos finitos possui mais graus de liberdade do que uma análise experimental que é limitada aos graus de liberdade dos pontos medidos (Chen, 2010).

A base dos métodos de expansão de modos utiliza o método de redução de matrizes para simplificar o modelo e calcular os modos que não foram possíveis medir pelo teste modal (Chen, 2010). Outro limitador do método consiste na necessidade de uma boa correlação entre o modelo numérico e os dados

experimentais, pois os erros do modelo numérico podem gerar grandes erros dos modos expandidos.

Já o método de condensação dinâmica de matrizes reduz os graus de liberdade das matrizes de rigidez K e massa M considerando apenas os graus de liberdade desejados para análises dinâmicas (Weng *et al.*, 2017). Esta redução permite diminuir o tamanho das matrizes de massa e rigidez para uma quantidade de pontos semelhantes à quantidade experimental sem perder os valores de massa e rigidez da estrutura por completo (Ewins, 1995). Outra vantagem deste método é que permite diminuir o custo computacional. Na indústria aeroespacial é comum a utilização de modelos de elementos finitos para prever o comportamento das estruturas. Entretanto, a complexidade dos modelos das estruturas eleva o custo computacional devido à grande quantidade de graus de liberdade analisada. Realizar uma redução nas matrizes de massa e rigidez permite diminuir a quantidade de graus de liberdade e, conseqüentemente, o custo computacional (Weng *et al.*, 2014).

O método de condensação foi apresentado por Guyan (1965) que o aplicou para uma análise estática. Guyan observou que nem todos os graus de liberdade da estrutura sofriam ação das forças. Então ele apresentou um método que reduzia as matrizes de massa e rigidez removendo os graus de liberdade que não sofriam ação das forças. Os graus de liberdade de interesse são denominados graus mestres enquanto que os graus de liberdade restantes são denominados servos. A matriz reduzida será do tamanho da quantidade de graus de liberdade mestres, e os graus de liberdade servos auxiliam para gerar uma matriz reduzida equivalente à matriz cheia.

Contudo este método não permite reduzir as matrizes para solucionar problemas dinâmicos (Paz, 1983). Por isso, com o passar do tempo outros métodos foram surgindo a fim de solucionar problemas dinâmicos e que utilizaram Guyan como base. Um destes métodos é apresentado por Weng (2017).

Assim como no método de Guyan as matrizes são divididas em graus mestres e graus servos. Os graus mestres serão os graus de liberdade de interesse a serem estudados. Estes graus podem ser qualquer um e não só os que sofrem ação das forças como no método de Guyan. Os termos referentes aos graus de liberdade

mestres irão compor as matrizes mestres M_{mm} , K_{mm} , C_{mm} e F_m . Os graus de liberdade servos irão compor às matrizes M_{ss} , K_{ss} , C_{ss} e F_s .

Com isso, em um sistema dinâmico com múltiplos graus de liberdade as matrizes de massa, rigidez, amortecimento e os vetores são reescritos conforme:

$$\begin{bmatrix} M_{mm} & M_{ms} \\ M_{ms}^T & M_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{mm} & C_{ms} \\ C_{ms}^T & C_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_m \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mm} & K_{ms} \\ K_{ms}^T & K_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_m \\ x_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_m \\ F_s \end{bmatrix} \quad (8)$$

As matrizes M_{ms} , K_{ms} e C_{ms} são os elementos das matrizes originais M , K e C que se relacionam com os graus de liberdade mestre e servo. No método iterativo de Weng (2017) para gerar as matrizes reduzidas é necessário multiplicar as matrizes K e M por uma matriz de transformação t . O método iterativo é justamente para gerar essa matriz de transformação. A interação começa utilizando as matrizes de massa M_G , rigidez K_G e t_G apresentadas no trabalho de Guyan (1965).

$$t^{[0]} = t_G = -K_{ss}^{-1} K_{ms}^T \quad (9)$$

$$M_d^{[0]} = M_G = M_{mm} + M_{ms} t_G + (M_{ms} t_G)^T + t_G^T M_{ss} t_G \quad (10)$$

$$K_G = K_{mm} + K_{ms} t_G \quad (11)$$

Neste método apenas a matriz de massa é utilizada na interação. A matriz K_G é constante em toda a análise enquanto t e M_d irão alterar conforme é feita a interação.

$$t^{[n]} = t_G + K_{ss}^{-1} (M_{ms}^T + M_{ss} t^{[n-1]}) (M_d^{[n-1]})^{-1} K_G \quad (12)$$

$$M_d^{[n]} = M_{mm} + M_{ms} t^{[n]} + t_G^T (M_{ms}^T + M_{ss} t^{[n]}) \quad (13)$$

O critério de parada é dado pelo cálculo de autovalor e autovetor de M_d e K_G .

$$\lambda^{[n]} = eig(K_G, M_d^{[n]}) \quad (14)$$

$$Erro = \frac{|\lambda^{[n]} - \lambda^{[n-1]}|}{\lambda^{[n-1]}} < tol \quad (15)$$

Após o erro ficar menor que a tolerância desejada a matriz de transformação t final será utilizada para gerar as matrizes reduzidas M_R e K_R .

$$\mathbf{M}_R = (\mathbf{M}_{mm} + \mathbf{M}_{ms}\mathbf{t}) + \mathbf{t}^T(\mathbf{M}_{ms}^T + \mathbf{M}_{ss}\mathbf{t}) \quad (16)$$

$$\mathbf{K}_R = (\mathbf{K}_{mm} + \mathbf{K}_{ms}\mathbf{t}) + \mathbf{t}^T(\mathbf{K}_{ms}^T + \mathbf{K}_{ss}\mathbf{t}) \quad (17)$$

Essas matrizes serão matrizes com menos graus de liberdade que as matrizes originais \mathbf{M} e \mathbf{K} , porém representando os mesmos resultados nos graus de liberdade desejados.

3.1.4 Função de Resposta em Frequência

A Função de Resposta em Frequência (FRF) relaciona o sinal de entrada do sistema (força) com o sinal de saída (deslocamento, velocidade ou aceleração) no domínio da frequência (Schwarz *et al.*, 1999).

Em um sistema discreto com múltiplos graus de liberdade com uma excitação senoidal e sem amortecimento a resposta do sistema também será senoidal (He e Fu, 2001).

$$\{f(t)\} = \{F\}\text{sen}(\omega t) \quad (18)$$

$$\{x(t)\} = \{X\}\text{sen}(\omega t) \quad (19)$$

$$\{\ddot{x}(t)\} = -\omega^2\{X\}\text{sen}(\omega t) \quad (20)$$

$$\mathbf{M}\{\ddot{x}(t)\} + \mathbf{K}\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (21)$$

$$-\omega^2\mathbf{M}\{X\} + \mathbf{K}\{X\} = \{F\} \quad (22)$$

$$[\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M}]\{X\} = \{F\} \quad (23)$$

$[\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M}]$ é denominada de matriz de rigidez dinâmica e sua inversa é denominada de receptância que é a matriz das FRFs do sistema (He e Fu, 2001).

$$\boldsymbol{\alpha}(\omega) = [\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M}]^{-1} \quad (24)$$

$$\{X\} = \boldsymbol{\alpha}(\omega)\{F\} \quad (25)$$

Além do deslocamento a FRF pode ser obtida pela razão da força pela velocidade ou da força pela aceleração. Quando a saída do sistema é a velocidade a FRF receberá o nome de mobilidade e sua inversa será denominada de impedância

mecânica. Além disso, a mobilidade se relaciona com a receptância por meio de um fator multiplicador de ωi . Quando o sinal de saída do sistema for à aceleração a FRF é denominada de acelerância e sua inversa é denominada de Massa aparente. A acelerância se relaciona com a mobilidade por meio de um fator multiplicado ωi e com a receptância por meio de um fator multiplicador $-\omega^2$. A variável ω representa a frequência em rad/s e i é $\sqrt{-1}$ (Ewins, 1995).

Tabela 3. 1. Quadro de resumo para a FRF

FRF	Nome da FRF	Inversa da FRF	Nome da inversa
$\alpha(\omega) = \frac{\textit{deslocamento}}{\textit{força}}$	Receptância	$\alpha(\omega)^{-1}$	Matriz de rigidez dinâmica
$Y(\omega) = \frac{\textit{velocidade}}{\textit{força}}$	Mobilidade	$Y(\omega)^{-1}$	Impedância Mecânica
$A(\omega) = \frac{\textit{aceleração}}{\textit{força}}$	Acelerância	$A(\omega)^{-1}$	Massa aparente

$$Y(\omega) = \omega i \cdot \alpha(\omega) \quad (26)$$

$$A(\omega) = \omega i \cdot Y(\omega) = -\omega^2 \cdot \alpha(\omega) \quad (27)$$

Essa relação contribui para a obtenção da FRF por meio de uma análise modal experimental. Os sistemas de uso comum e de baixo custo de implementação para a análise da resposta da estrutura são acelerômetros que calculam a aceleração e vibrômetros que calculam velocidade (Ewins, 1995).

A análise gráfica das FRFs é de suma importância para a identificação e obtenção das propriedades modais do sistema (He e Fu, 2001). Em um sistema com múltiplos graus de liberdade é comum a representação por meio do diagrama de Bode que relaciona magnitude em dB da FRF com a fase. Neste gráfico fica mais fácil identificar as frequências naturais, conforme ilustrado na Fig.3.1.

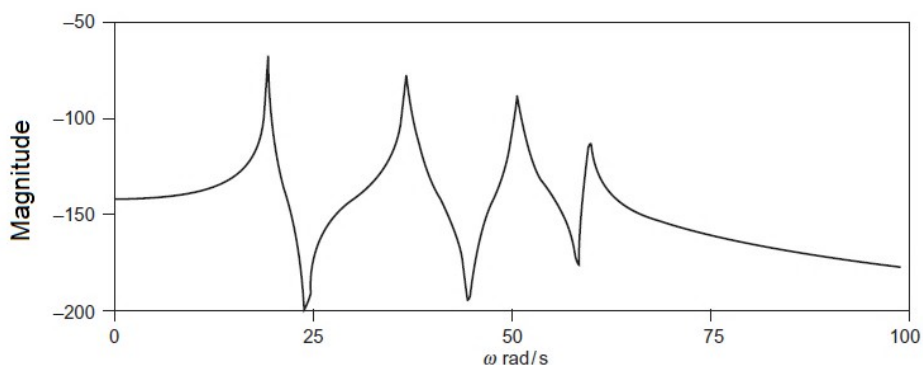


Figura 3. 1. FRF para um Sistema de 4 graus de Liberdade. Fonte: He e Fu (2001).

Na Fig. 3.1 é possível identificar os picos de ressonância que indicam a frequência natural do sistema. Além das ressonâncias nesse gráfico é possível identificar os pontos de antirressonância que são os picos invertidos. Todos esses fatores contribuem para o cálculo de massa, rigidez e frequência natural (He e Fu, 2001).

3.1.5 Correlação entre os modelos teóricos e experimentais

A primeira forma de correlacionar modelos teóricos com resultados experimentais é pela análise das frequências naturais. Esta correlação pode ser feita utilizando gráficos. Na figura 3.2 é apresentada uma correlação entre as frequências naturais numéricas e experimentais. A linha possui uma inclinação de 45°. Os pontos vermelhos são a correlação das frequências. Quando os pontos vermelhos coincidem com a linha significa que o modelo numérico está bem ajustado aos resultados experimentais (Ewins, 1995).

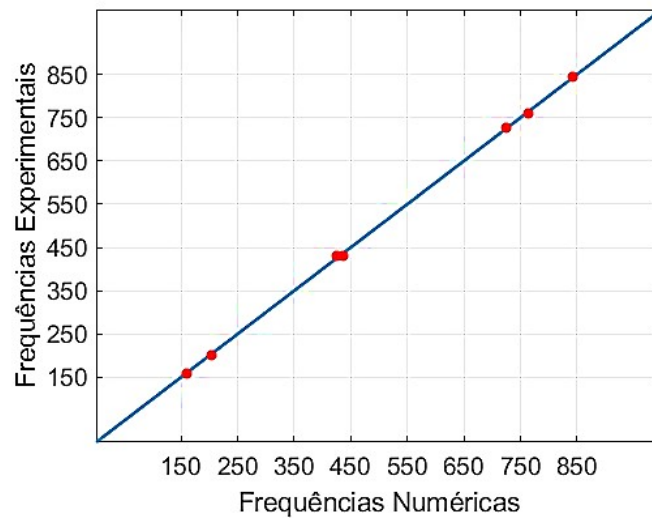


Figura 3. 2. Correlação entre as frequências naturais experimentais e numéricas

Para assegurar uma boa correlação entre os modelos é preciso garantir que as frequências naturais representem os mesmos modos de vibração teórico e experimental. Isto pode ser feito utilizando a matriz de MAC (*Modal Assurance Criterion*). A matriz de MAC é um método de comparação entre os vetores de forma modais analíticos ou numéricos “ i ” $\{\Phi_A\}_i$ com os vetores de forma experimentais “ j ” $\{\Phi_E\}_j$ (Ewins, 1995).

$$MAC(i, j) = \frac{|\{\Phi_A\}_i^T \{\Phi_E\}_j|^2}{(\{\Phi_A\}_i^T \{\Phi_A\}_i)(\{\Phi_E\}_j^T \{\Phi_E\}_j)} \quad (28)$$

O MAC pode assumir valores de 0 a 1. Quando o modo numérico ou analítico possui uma boa correlação com o experimental o MAC apresenta valores acima de 0,9. Quando um modo experimental tem um pouco de relação com um modo numérico ou analítico ou quando dois modos numéricos se misturam na análise experimental o MAC apresenta valores menores que 0,9 e maiores do que 0. Quando os modos de vibração não possuem correlação os valores de MAC são próximos de 0 (Pastor *et al.*, 2012).

Sendo assim, a matriz de MAC é uma forma de apresentar de maneira clara quais os modos experimentais que de fato têm relação com os modos numéricos ou teóricos (Ewins, 1995). É importante ressaltar que a matriz de MAC apenas apresenta a correlação entre os resultados e não a validação do modelo numérico ou teórico (Pastor *et al.*, 2012).

A representação da matriz de MAC se apresenta de forma mais clara nos dias atuais. A utilização de códigos de programação possibilitou obter a representação da matriz por meio de um gráfico de cores conforme representado na Fig. 3.3. A partir desta representação é possível ver de forma mais clara quais os modos de vibração se correlacionam (Pastor *et al.*, 2012).

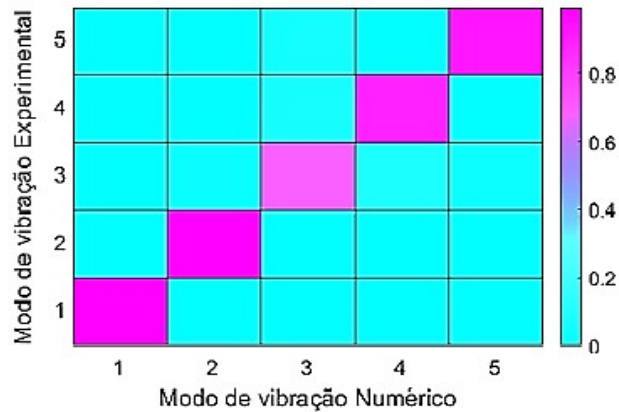


Figura 3. 3. Matriz de MAC cruzado entre resultados experimentais e simulação numérica de um painel estrutural.

3.2. MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO DE DANO UTILIZANDO ENERGIA DE DEFORMAÇÃO MODAL

O método de identificação de dano utilizando energia de deformação modal (EDM) foi apresentado por Kim e Stubbs (1995). A EDM de uma estrutura é calculada com base na matriz de rigidez $[K]$ e no vetor de forma do modo de vibração $[\Phi]$.

$$U_i = \frac{1}{2} [\Phi_i]^T [K] [\Phi_i] \quad (29)$$

Esta energia é calculada para cada modo de vibração “ i ”. Para aplicação do método é necessário obter valores de energia de deformação de referência. Estes valores são obtidos usando uma estrutura considerada sem dano. Uma vez obtidos os valores de referência, são realizadas análises que irão ser comparadas com estes valores e serão identificadas com uma barra no topo da equação.

$$\bar{U}_i = \frac{1}{2} [\bar{\Phi}_i]^T [K] [\bar{\Phi}_i] \quad (30)$$

Resultado de ΔU zero indica a ausência de dano na estrutura, onde,

$$\Delta U = \bar{U}_i - U_i \quad (31)$$

A presença de qualquer natureza de dano na estrutura resulta em ΔU maior que zero. No caso de presença de dano na estrutura deve-se proceder para a busca da localização da região danificada. Para isso, é necessário dividir a estrutura em regiões e aplicar o cálculo da energia de deformação modal em cada uma das regiões.

$$U_{ij} = \frac{1}{2} [\Phi_{ij}]^T [K_j] [\Phi_{ij}] \quad (32)$$

$$\bar{U}_{ij} = \frac{1}{2} [\bar{\Phi}_{ij}]^T [K_j] [\bar{\Phi}_{ij}] \quad (33)$$

Sendo U_{ij} a energia de deformação do modo de vibração “i” da região “j”, Φ_{ij} é o vetor de formato de modo “i” para a região “j” e K_j é a matriz de rigidez referente à região “j”.

Kim e Stubbs (1995) apresentam um método indexado para uma melhor identificação do local do dano. Este método analisa de forma mais sensível a variação da energia de deformação modal, permitindo assim, localizar a região onde o dano se encontra. Este calcula a contribuição que cada região possui para a energia de deformação total no modo de vibração da estrutura. E quanto a energia de deformação de cada região variou com a presença do dano.

$$\beta_{ij} = \frac{(\bar{U}_{ij} + \bar{U}_i) U_i}{(U_{ij} + U_i) \bar{U}_i} \quad (34)$$

Após analisar a variação da energia de deformação de cada região para cada modo de vibração é feita uma normalização destes valores. Esta normalização utiliza os valores médios de β ($\mu_{\beta i}$) para cada modo de vibração e o respectivo desvio padrão $\sigma_{\beta i}$. Com isso será possível uma melhor visualização da região que sofreu a maior variação da energia.

$$Z_{ij} = \frac{\beta_{ij} - \mu_{\beta i}}{\sigma_{\beta i}} \quad (35)$$

Ao final é calculada a soma do Z_{ij} total considerando a quantidade de modos de vibração (m) analisados para cada região j . Esta soma irá apresentar de forma mais clara qual região sofreu maior variação da energia com a presença do dano. O Z_j que apresentar o maior índice é uma indicação de que naquela região consta algum dano.

$$Z_j = \sum_{i=1}^m \frac{Z_{ij}}{m} \quad (36)$$

4 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia empregada no presente trabalho. Neste trabalho foram feitas análises de dano em modelos numéricos de elementos finitos de painéis estruturais. Tais modelos são validados utilizando as características modais extraídas experimentalmente de painéis reais. São apresentadas as características dos modelos de elementos finitos. São realizadas investigações de dano simulado nestes modelos na forma de redução do módulo de elasticidade e adição de massa concentrada. Por fim, é apresentada a metodologia experimental a fim de validar os resultados dos modelos numéricos.

4.1 MODELAGEM NUMÉRICA DOS PAINÉIS *HONEYCOMB*

Os painéis são modelados numericamente por elementos finitos usando a plataforma ANSYS APDL, onde foi empregado o elemento SHELL 181 na simulação.

Segundo a especificação do fabricante (Hexweb, 2000) as faces do modelo numérico devem ser modeladas utilizando características isotrópicas. Nestes modelos a face possui módulo de elasticidade de 73,1 GPa, coeficiente de Poisson de 0,33 e massa específica de 2780 kg/m³ que são as propriedades da liga de alumínio 2024 T3 (Matweb, 2019). Para simular o núcleo de *honeycomb* é utilizado um material de propriedade ortotrópica conforme as especificações do fabricante. Na direção L do *honeycomb* o módulo de cisalhamento é de 221 MPa e na direção W é de 103 MPa. Na direção da espessura a estrutura possui uma resistência a compressão de 1.83 MPa. Estas propriedades representam uma estrutura de liga de alumínio 5056 em formato *honeycomb*.

São adotados dois modelos distintos de painéis estruturais. O primeiro painel modelado possui 280 mm na direção L e 300 mm na direção W. As faces possuem 0,3 mm de espessura e seu núcleo possui 14,4mm de espessura resultando em uma espessura de 15 mm. A massa específica simulada do *honeycomb* deste painel é de 82 kg/m³.

O segundo painel modelado possui 670 mm na direção L e 300 mm na direção W. Cada face possui 0,3mm de espessura enquanto que o núcleo possui

9,4 mm resultando em uma espessura de 10 mm. A massa específica simulada do *honeycomb* é de 89 kg/m³.

4.1.1 Análise Harmônica Numérica.

Esta análise numérica visa simular uma situação semelhante a um ensaio experimental. Nela é escolhido um nó para excitar a estrutura. Este nó possui coordenadas semelhantes ao ponto onde os painéis reais foram excitados experimentalmente para a validação do modelo numérico. São extraídos os sinais de resposta dos painéis numéricos em nós com coordenadas semelhantes às dos pontos medidos experimentalmente. Estes sinais mediram o deslocamento dos painéis na direção Z (normal a superfície). Para uma melhor identificação do ponto, cada coluna foi identificada utilizando uma letra do alfabeto e as linhas foram identificadas por números, conforme apresentado pela Fig. 4.1.

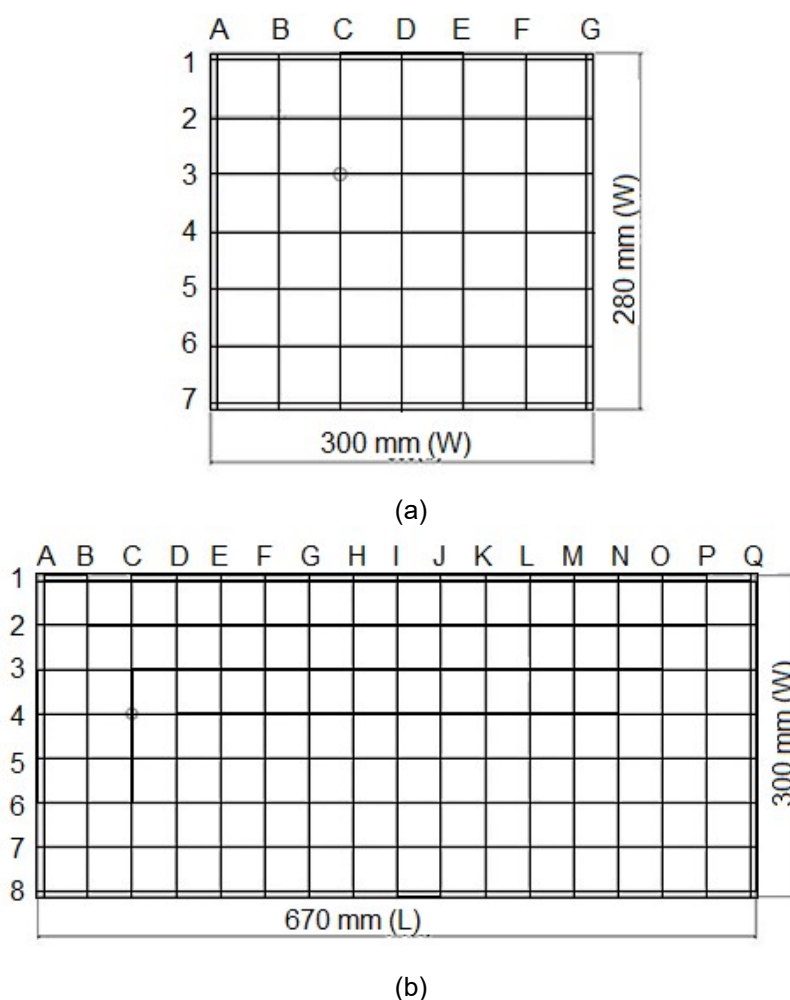


Figura 4. 1. Discretização do painel com ponto de excitação (circulo) (a) painel de 15 mm de espessura (b) painel de 10 mm de espessura.

As FRFs geradas por estes pontos são tratadas por meio de uma rotina de Matlab que utiliza a *toolbox* Easymod (Kouroussis, 2012) para extrair os parâmetros modais (frequências naturais, fatores de perda e vetores de forma) de maneira semelhante ao método experimental.

4.2 IDENTIFICAÇÃO DE DANO NO MODELO NUMÉRICO

Para a análise de energia de deformação é realizada uma análise modal dos modelos de elementos finitos dos painéis sem dano e são extraídas as matrizes de rigidez (\mathbf{K}) e massa (\mathbf{M}).

As matrizes \mathbf{K} e \mathbf{M} geradas possuem tamanhos iguais aos de graus de liberdade do modelo de elementos finitos. O elemento SHELL181 possui seis graus de liberdade por nó. Estes graus são deslocamento na direção X, Y e Z e rotação nas direções X, Y e Z (ANSYS, inc). Para calcular a energia de deformação modal será necessário realizar uma redução das matrizes de rigidez e de massa. A fim de simular uma situação semelhante à análise experimental será considerado somente o deslocamento na direção normal à superfície. Além disso, serão utilizados 49 pontos no painel de 15 mm de espessura e 136 pontos no painel de 10 mm de espessura.

Para cada modelo numérico avaliado foi imposta uma subdivisão em nove regiões conforme ilustrado na Fig. 4.2. É inserido um dano artificial na forma de redução do módulo de elasticidade em uma das faces em uma região previamente definida. Este tipo de dano visa simular uma perda das propriedades mecânicas dos painéis devido à falta de aderência entre o núcleo e a face.

1	2	3
4	5	6
7	8	9

(a)

1	2	3
4	5	6
7	8	9

(b)

Figura 4. 2. Divisão das regiões para (a) painel de 15 mm de espessura (b) painel de 10 mm de espessura.

Também é investigado dano na forma de adição de massa. Estas análises visam avaliar a capacidade que o método tem de identificar diferentes tipos de dano que causam alterações nas propriedades dinâmicas dos painéis.

4.3 ENSAIO EXPERIMENTAL

É realizada uma análise modal experimental para identificação de dano por meio da EDM. O teste modal realizado foi no laboratório do GDS da Universidade de Brasília - UnB e foi utilizado o ensaio com *shaker*. A figura 4.3 apresenta o setup do ensaio. Ele consistiu em excitar a estrutura em um ponto fixo e medir a velocidade em vários pontos. O *shaker* foi acoplado à estrutura por meio de uma célula de carga PCB 208C03. Os painéis foram fixados em um suporte, em estrutura metálica onde utilizando fios de nylon, com o objetivo de simular as condições de contorno do tipo livre-livre. Esta condição de contorno é comumente utilizada para

validação de resultados numéricos. A resposta é medida utilizando o Vibrômetro Portátil de Vibração Digital - PDV100 – Vibrômetro Polytec.



Figura 4. 3. Setup do ensaio experimental.

Para o painel de 15 mm de espessura foram medidas as velocidades de 49 pontos, divididos em 7 colunas e 7 linhas para efeito de análise. No painel de 10 mm de espessura foram medidas as velocidades de 136 pontos e para este procedimento os pontos foram divididos em 17 colunas e 8 linhas. Estes pontos são respectivos aos pontos correspondentes aos nós onde foram realizadas as análises numéricas. Em cada um dos pontos de interesse foi colada uma fita reflexiva que permite uma leitura mais clara do vibrômetro laser (ver Fig. 4.4).

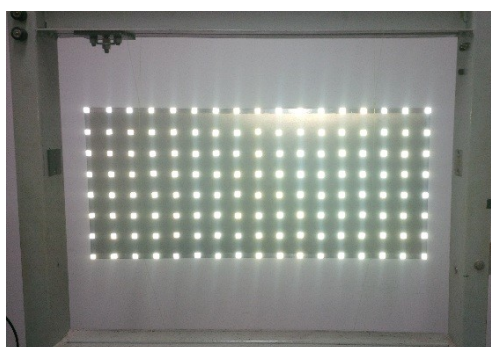


Figura 4. 4. Painel Estrutural Suspenso por nylon e com fitas reflexivas nos pontos de medição.

Os dados extraídos experimentalmente são tratados por meio de rotinas elaboradas neste trabalho utilizando a plataforma MatLab. Os parâmetros modais extraídos dos dados experimentais são utilizados para a validação dos modelos numéricos e como referências para o cálculo da energia de deformação.

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na investigação de dano em painéis estruturais por meio da EDM. São apresentados resultados da validação do modelo numérico com base nas propriedades modais obtidas da estrutura em estudo por meio de ensaio modal experimental. Estes modelos numéricos foram utilizados para investigar dano simulado na forma de redução de rigidez e na forma de adição de massa nas faces dos painéis. A sensibilidade da presente metodologia foi verificada para ambas as abordagens numericamente. Na parte experimental foi imposto o dano através da inserção de massa em virtude da impossibilidade de danificar os painéis devido ao elevado custo.

5.1 VALIDAÇÃO DOS MODELOS NUMÉRICOS.

A validação dos modelos numéricos permite realizar análises prévias para compreender o comportamento da estrutura real. Além disso, estes modelos numéricos são utilizados para obter as matrizes de massa e rigidez que serão utilizadas na investigação de dano numérica e experimental. Nesta seção são avaliados apenas painéis com ausência de dano, permitindo aplicar as metodologias numéricas e experimentais e validá-las a partir do MAC e das frequências naturais.

No painel de 15 mm de espessura somente foi possível identificar cinco frequências naturais e modos naturais de vibração até 2000 Hz. Na figura 5.1 são apresentadas as somas das FRFs numéricas e experimentais deste painel. É possível observar uma boa similaridade entre ambas às funções.

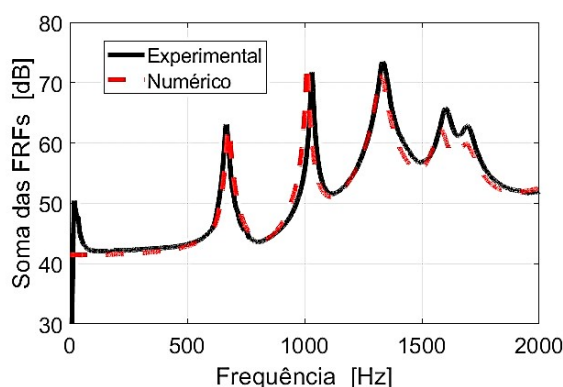


Figura 5. 1. Comparação da soma das FRFs experimental e numérica painel 15 mm.

A convergência dos resultados se confirma com os valores de frequências naturais. Na tabela 5.1 é possível notar que a diferença entre os valores de frequências naturais ficaram valores inferiores a 5%.

Tabela 5. 1. Comparação das frequências naturais numéricas e experimentais para o painel de 15 mm.

	Frequência Natural Experimental (Hz)	Frequência Natural Numérica (Hz)	Num x Exp (%)
1^a	666,7	671,6	0,81
2^a	1031,6	1026,0	0,55
3^a	1332,1	1372,9	4,50
4^a	1601,6	1588,6	0,81
5^a	1694,2	1641,3	3,12

Por fim, a verificação deste modelo se dá por meio da correlação dos modos de vibração. Pela análise da matriz de MAC deste painel é possível notar a relação entres os modos de vibração numérico e experimental Fig. 5.2.

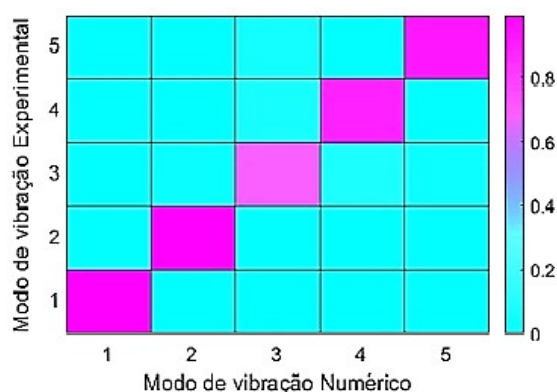


Figura 5. 2. Matriz de MAC experimental x Numérico painel 15 mm.

No painel de 10 mm de espessura foi possível identificar experimentalmente seis frequências naturais até 1000 Hz. Na Figura 5.3 é apresentada a soma das FRFs numéricas e experimentais do painel de 10 mm de espessura. Pela análise das FRFs é possível observar uma similaridade entre os dois resultados.

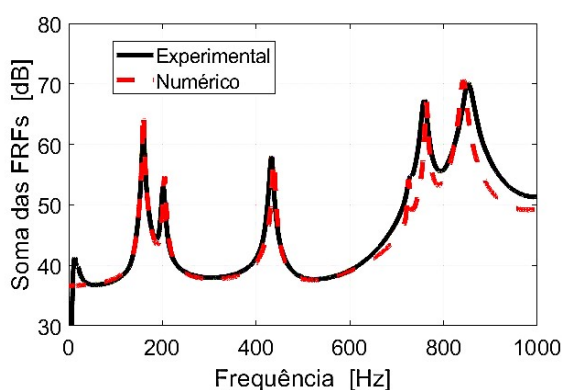


Figura 5. 3. Comparação da soma das FRFs experimental e numérica painel 10 mm.

Esta similaridade se confirma com os valores de frequências naturais apresentadas na tab. 5.2. A diferença entre os valores foi inferior a 1,5%. É importante ressaltar que no modelo numérico foram identificadas sete frequências naturais até 1000 Hz. Essa diferença se explica pela proximidade entre os valores das frequências naturais 3 e 4 que experimentalmente não foi possível identificar separadamente.

Tabela 5. 2. Comparação das frequências naturais numéricas e experimentais para o painel 10 mm.

	Frequência Natural Experimental(Hz)	Frequência Natural Numérica (Hz)	Num. x Exp. (%)
1 ^a	159,2	159,2	0,00
2 ^a	201,6	204,3	1,34
3 ^a	-	425,7	-
4 ^a	431,4	437,3	1,37
5 ^a	727,7	725,2	0,34
6 ^a	759,9	763,4	0,46
7 ^a	845,8	841,8	0,47

A confirmação da boa correlação dos modelos se dá pela análise da matriz de MAC apresentada na Fig. 5.4. Esta apresenta a relação entre os modos de vibração experimentais e modos de vibração numéricos. Pela análise da matriz de MAC é possível notar que o terceiro modo de vibração numérico não se correlaciona com nenhum modo experimental. Essa diferença se explica pela dificuldade que o método experimental tem de identificar modos com frequências naturais muito próximas como ocorreu nesse caso. Também é possível notar que o sétimo modo numérico possui uma correlação intermediária com o sexto modo de vibração experimental. Porém todos os outros modos apresentaram uma boa correlação entre os resultados numéricos e experimentais.

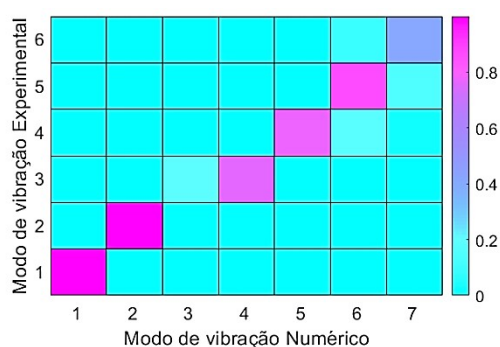


Figura 5. 4. Matriz de MAC experimental x Numérico painel 10 mm.

Nesta seção foi possível verificar a eficiência da presente metodologia para a elaboração do modelo numérico na ausência de dano. Estes apresentaram uma boa correlação com os resultados experimentais sinalizando assim, a possibilidade de utilizá-los para realizar análises que possam prever o comportamento das estruturas reais na presença de danos.

5.2 MODELO NUMÉRICO COM REDUÇÃO NO MÓDULO DE ELASTICIDADE.

Na presente seção o dano foi imposto na forma de redução de 25%,10% e 1% do módulo de elasticidade de umas das regiões de acordo com as figuras 4.2 previamente definida nos modelos numéricos dos painéis. Em todos os casos é analisada a influência do dano nos valores de frequência natural e na variação da EDM.

5.2.1 Modelo numérico com dano artificial - redução de 25% no módulo de elasticidade.

Nas tabelas 5.3 e 5.4 é apresentada a influência do dano de redução de 25% do módulo de elasticidade nos valores de frequência natural do painel de 15 mm e de 10 mm de espessura, respectivamente. Esta análise permite observar que apesar da severidade do dano não houve uma variação superior a 5% nos valores de frequência natural. Além disso, é possível notar uma simetria entres os resultados em virtude da geometria do painel ser simétrica. Regiões simétricas apresentaram variações semelhantes, dificultando a identificação da região que sofreu dano.

Tabela 5. 3. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com dano de 25% em cada região

	Frequência Natural (Hz)				
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Sem Dano	671,6	1026,0	1272,9	1588,6	1641,3
Região 1	668,7	1022,3	1269,8	1580,5	1633,6
Região 2	666,2	1013,4	1264,5	1571,8	1630,8
Região 3	668,7	1022,3	1269,8	1580,5	1633,7
Região 4	666,3	1018,5	1259,4	1578,5	1626,0
Região 5	663,3	1013,0	1253,2	1584,8	1637,8
Região 6	666,3	1018,5	1259,4	1578,6	1626,0
Região 7	668,1	1021,6	1268,6	1579,3	1632,1
Região 8	665,2	1011,9	1263,5	1571,1	1629,8
Região 9	668,1	1021,6	1268,6	1579,3	1632,0

Tabela 5. 4. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com dano de 25% em cada região.

	Frequência Natural (Hz)						
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a	7 ^a
Sem Dano	159,23	204,28	425,72	437,26	725,22	763,26	841,77
Região 1	158,68	203,31	422,28	434,08	719,72	758,65	837,25
Região 2	156,53	201,20	422,70	434,52	720,07	759,28	838,20
Região 3	158,59	203,22	421,99	433,93	719,46	758,59	837,14
Região 4	158,71	202,96	422,71	432,64	719,80	753,93	827,49
Região 5	156,75	201,33	423,30	435,80	721,96	755,20	832,93
Região 6	158,63	202,84	422,48	432,49	719,76	753,63	826,93
Região 7	158,68	203,31	422,28	434,09	719,76	758,65	837,26
Região 8	156,53	202,09	422,70	434,52	719,99	759,31	838,20
Região 9	158,59	203,23	421,99	433,93	719,51	758,60	837,13

Uma análise da correlação dos modos é realizada para garantir que os modos que serão utilizados no cálculo da EDM do painel com dano sejam os mesmos do painel sem dano. Esta correlação é realizada pela matriz de MAC apresentada na figura 5.5 (a) para o painel de 15 mm e figura 5.5(b) para o painel de 10 mm. É importante ressaltar que a matriz de MAC se repetiu em todos os casos de redução do módulo de elasticidade, independente da região e da intensidade da redução (25%, 10% e 5%).

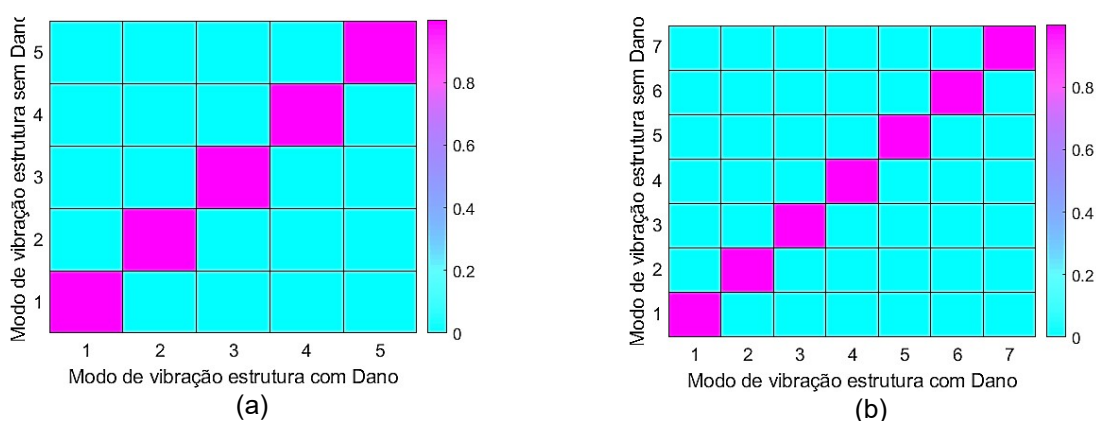


Figura 5. 5. Matriz de MAC sem dano e com dano redução do módulo de elasticidade para o painel: (a) 15 mm e (b) 10 mm.

Nota-se que o dano na rigidez da estrutura não causou alteração na ordem dos modos de vibração. Esta análise permite garantir que ao aplicar a EDM os modos utilizados serão os mesmos para o painel com dano e o painel sem dano.

Para o cálculo da EDM foram utilizados os cinco primeiros modos de vibração para cada um dos painéis. Nas Figuras 5.6 e 5.7 é possível notar que o método foi capaz de identificar de forma clara a região que apresentou maior variação da energia de deformação. Essa maior variação é um indicativo de que a região apresenta uma variação de suas propriedades mecânicas, o que pode ser interpretado como a presença de dano.

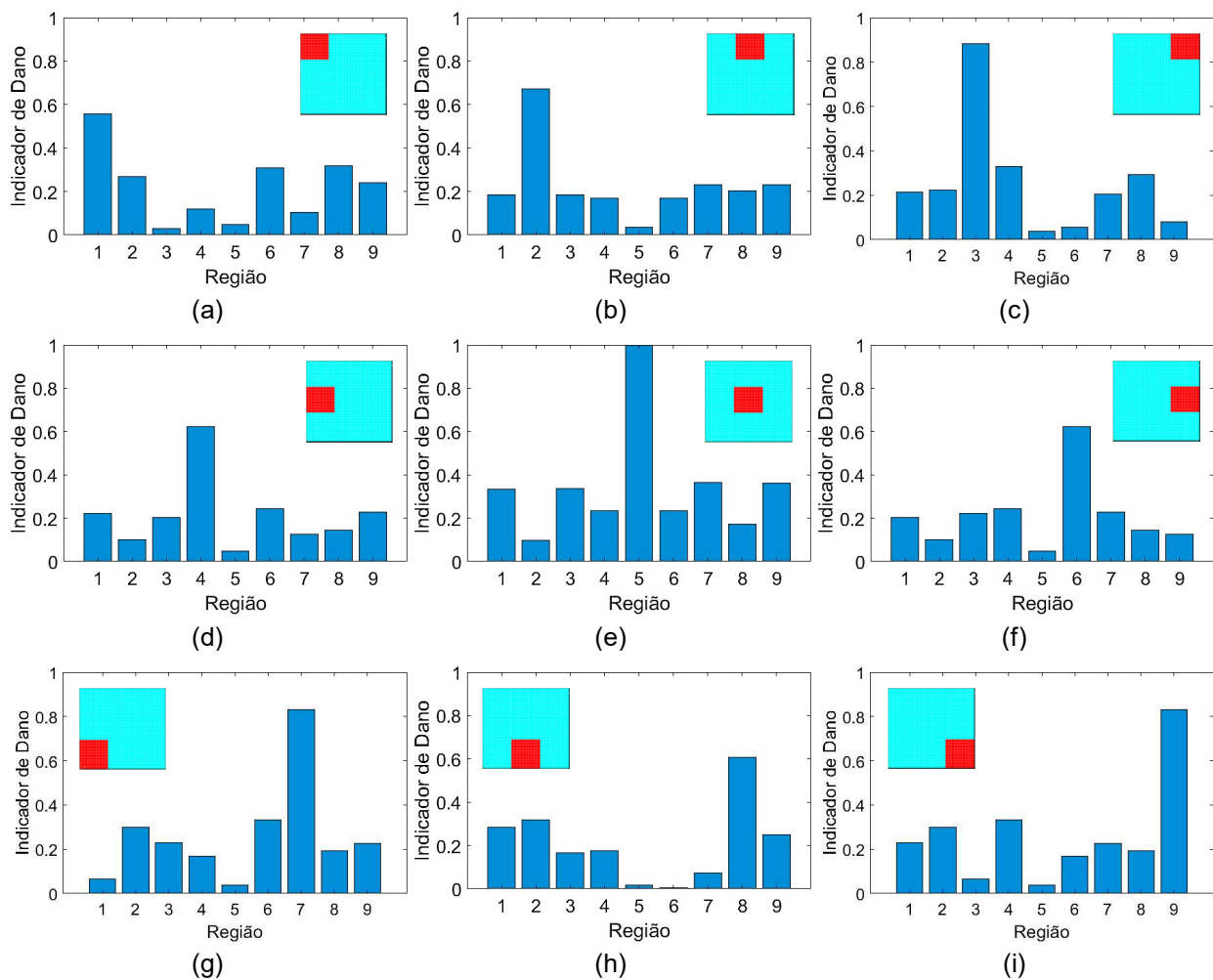


Figura 5. 6. Identificação de dano painel de 15 mm para redução de 25% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.

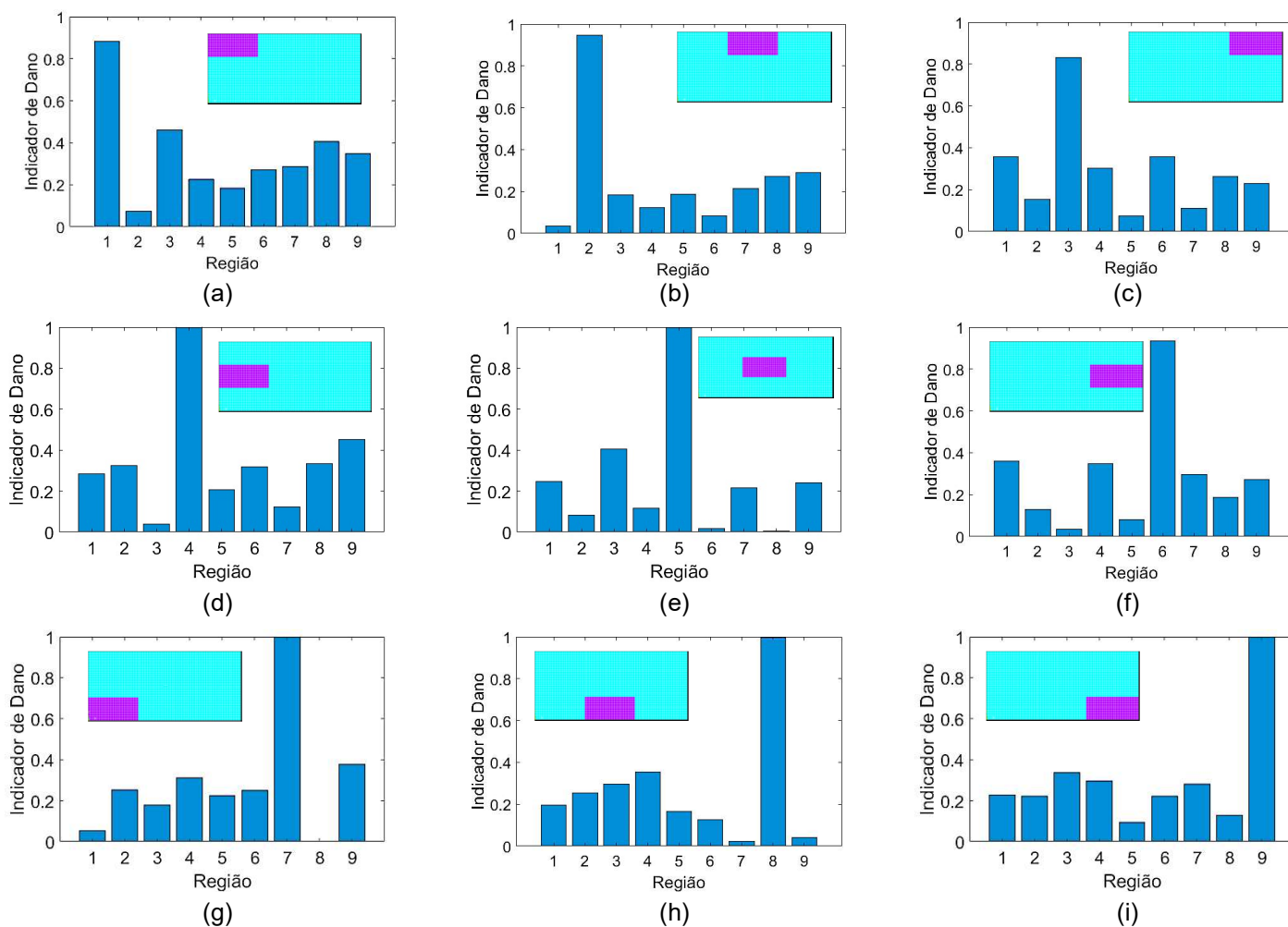


Figura 5. 7. Identificação de dano painel de 10 mm para redução de 25% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.

5.2.2 Modelo numérico com dano artificial - redução de 10% no módulo de elasticidade.

Uma segunda análise simulando um dano é realizada considerando uma redução de 10% do módulo de elasticidade de uma das regiões de uma das faces. Nas Tabelas 5.5 e 5.6 é possível notar que as variações nos valores de frequências naturais sofrem poucas alterações, o que do ponto de vista experimental é praticamente impossível aplicar qualquer metodologia para identificação de dano com base nas frequências naturais.

Tabela 5. 5. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com dano de 10% em cada região.

	Frequência Natural (Hz)				
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Sem Dano	671,6	1026,0	1272,9	1588,6	1641,3
Região 1	670,6	1024,7	1271,8	1585,9	1638,6
Região 2	669,7	1021,6	1270,0	1582,6	1637,6
Região 3	670,6	1024,7	1271,8	1585,9	1638,6
Região 4	669,8	1023,4	1268,2	1585,0	1635,8
Região 5	668,6	1021,3	1265,8	1587,3	1639,9
Região 6	669,8	1023,4	1268,2	1585,0	1635,8
Região 7	670,4	1024,5	1271,5	1585,5	1638,0
Região 8	669,4	1021,1	1269,3	1582,3	1637,3
Região 9	670,4	1024,5	1271,5	1585,5	1638,0

Tabela 5. 6. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com dano de 10% em cada região.

	Frequência Natural (Hz)						
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a	7 ^a
Sem Dano	159,23	204,28	425,72	437,26	725,22	763,26	841,77
Região 1	159,04	203,94	424,51	436,15	723,35	761,64	840,22
Região 2	158,25	203,50	424,68	436,29	723,46	761,85	840,53
Região 3	159,00	203,91	424,40	436,10	723,31	761,62	840,19
Região 4	159,04	203,81	424,63	435,63	723,29	760,21	837,48
Região 5	158,32	203,12	424,86	436,73	724,05	760,52	838,51
Região 6	159,01	202,77	424,57	435,57	723,29	760,13	837,29
Região 7	159,04	203,94	424,51	436,15	723,39	761,63	840,22
Região 8	158,25	203,50	424,68	436,29	723,42	761,85	840,53
Região 9	159,00	203,91	424,40	436,10	723,31	761,62	840,18

Os cinco primeiros modos de vibração em ambos os painéis foram utilizados para realizar a identificação do dano. Mesmo após reduzir a intensidade do dano foi possível identificar a região que apresentou maior variação da energia de deformação modal Fig. 5.8 e 5.9.

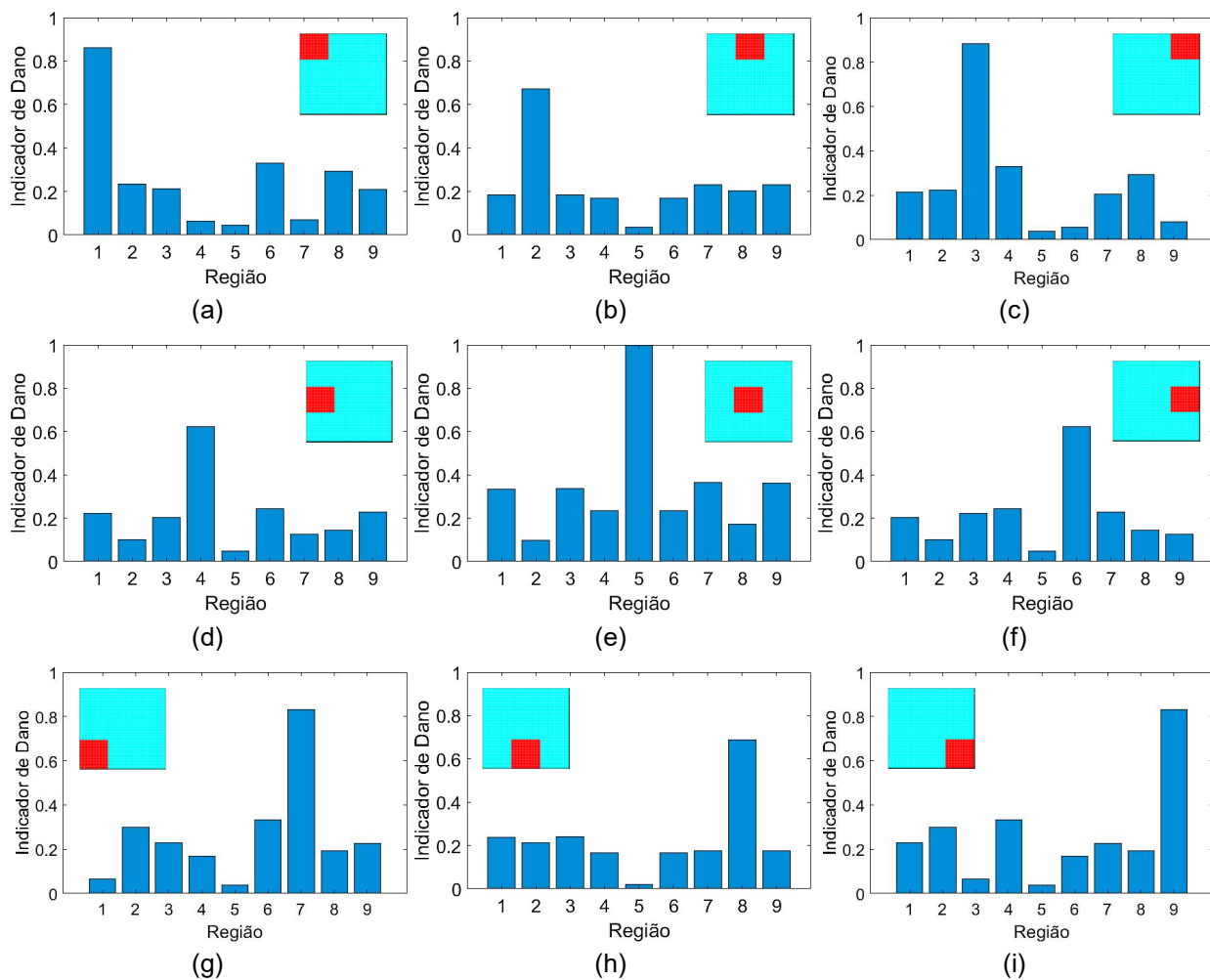


Figura 5. 8. Identificação de dano painel de 15 mm para redução de 10% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.

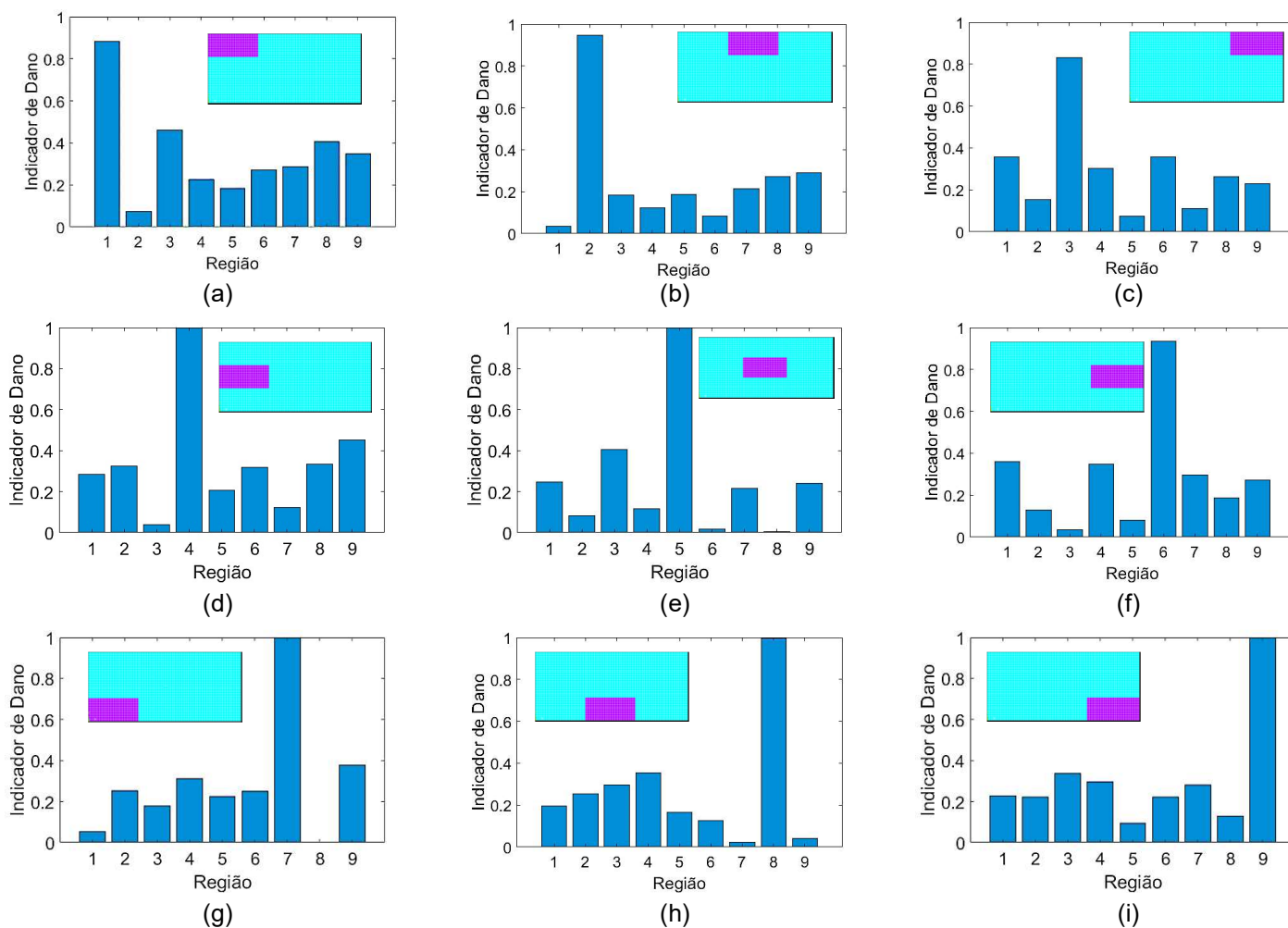


Figura 5. 9. Identificação de dano painel de 10 mm para redução de 10% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.

5.2.3 Modelo numérico com dano artificial - redução de 1% no módulo de elasticidade.

No sentido de avaliar a sensibilidade da presente metodologia, impõe-se uma redução de 1% do módulo de elasticidade de uma das regiões das faces. A consideração de um dano quase imperceptível, quando comparado aos danos impostos na seção 5.2.1 e 5.2.2, resulta em valores de frequências naturais com variações apenas nas casas decimais (ver Tab. 5.7 e 5.8). Neste tipo de análise, isso demonstra o quanto esse dano aparentemente não causa variação nas propriedades dinâmicas da estrutura, o que não é verdade.

Tabela 5. 7. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com dano de 1% em cada região.

	Frequência Natural (Hz)				
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Sem Dano	671,6	1026,0	1272,9	1588,6	1641,3
Região 1	671,5	1025,9	1272,8	1588,4	1641,0
Região 2	671,4	1025,6	1272,6	1588,1	1640,9
Região 3	671,5	1025,9	1272,8	1588,4	1641,0
Região 4	671,4	1025,8	1272,5	1588,3	1640,8
Região 5	671,3	1025,6	1272,3	1588,5	1641,1
Região 6	671,4	1025,8	1272,5	1588,3	1640,8
Região 7	671,5	1025,9	1272,8	1588,3	1641,0
Região 8	671,4	1025,6	1272,6	1588,0	1640,9
Região 9	671,5	1025,9	1272,8	1588,3	1641,0

Tabela 5. 8. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com dano de 1% em cada região.

	Frequência Natural (Hz)						
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a	7 ^a
Sem Dano	159,23	204,28	425,72	437,26	725,22	763,26	841,77
Região 1	159,21	204,25	425,61	437,16	725,05	763,11	841,60
Região 2	159,14	204,21	425,63	437,17	725,06	763,13	841,62
Região 3	159,21	204,25	425,60	437,16	725,05	763,11	841,59
Região 4	159,21	204,24	425,62	437,11	725,10	762,99	841,40
Região 5	159,14	204,18	425,64	437,21	725,17	763,01	841,46
Região 6	159,21	204,23	425,61	437,11	725,05	762,98	841,39
Região 7	159,21	204,25	425,61	437,16	725,11	763,11	841,59
Região 8	159,14	204,21	425,63	437,17	725,13	763,13	841,62
Região 9	159,21	204,25	425,60	437,16	725,05	763,11	841,59

Apesar dos resultados das frequências naturais indicarem pouca alteração nas propriedades dinâmicas dos painéis, ainda assim, foi possível identificar a região que apresentou uma alteração da sua rigidez ao aplicar a energia de deformação modal. Isso indica que mesmo para danos menos severos o método foi capaz de identificar a região que sofreu alteração, conforme Fig. 5.10 e 5.11 respectivamente para os painéis de 15 mm e 10 mm.

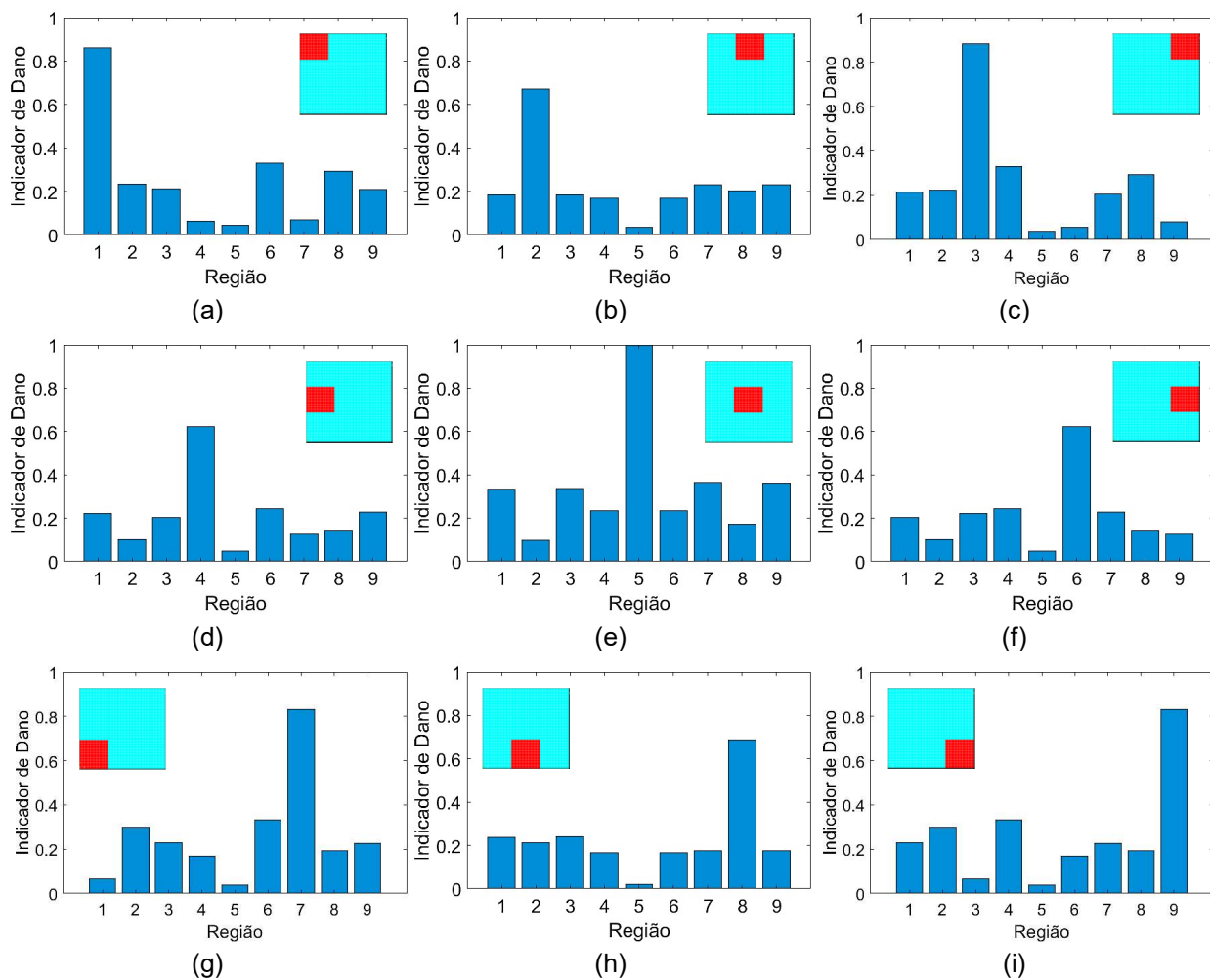


Figura 5. 10. Identificação de dano painel de 15mm para redução de 1% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.

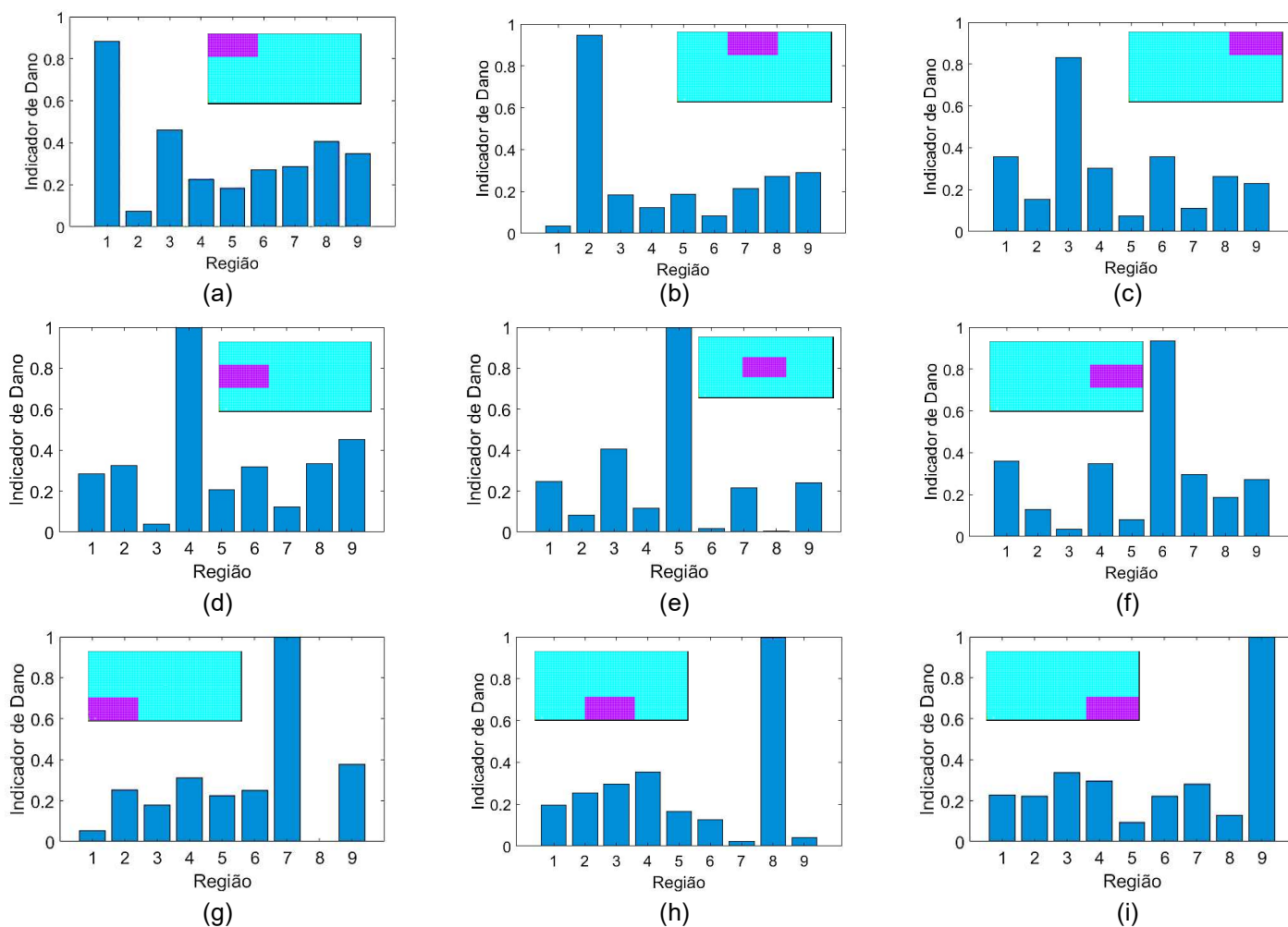


Figura 5. 11. Identificação de dano painel de 10 mm para redução de 1% do módulo de elasticidade nas regiões (a) 1 (b) 2 (c) 3 (d) 4 (e) 5 (f) 6 (g) 7 (h) 8 (i) 9.

É inquestionável que o método foi capaz de identificar o dano para todos os tipos de redução impostas na rigidez. Nota-se que para todos os casos apresentados os resultados gráficos foram muito semelhantes, independentemente da severidade do dano imposto na estrutura. No entanto, a presente metodologia não permite quantificar o dano, ou seja, não seria possível distinguir entre um dano severo e um dano pequeno.

5.3 MODELO NUMÉRICO COM ADIÇÃO DE MASSA CONCENTRADA.

O estudo com dano na forma de adição de massa permite investigar a capacidade do método da EDM de identificar diferentes tipos de dano que causam alterações nas propriedades modais da estrutura. Nesta seção são apresentados os resultados para adição de massa concentrada de 26,79 gramas no painel de 15 mm que tem massa total de 210 gramas e 51,46 gramas no painel de 10 mm que tem massa total de 490 gramas. Estas massas são aproximadamente 10% do peso dos painéis reais e representam os valores de massa utilizados nos ensaios experimentais.

5.3.1 Modelo numérico com adição de massa concentrada - painel de 15 mm de espessura.

Foram realizadas análises em quatro regiões por se tratar de um painel simétrico. A Tabela 5.9 apresenta a influência da adição de massa nas frequências naturais comparando a estrutura sem dano e com massa concentrada imposta em cada uma de suas regiões previamente escolhidas (região 2, 3 5 e 6, ver Fig. 4.2 a). É possível notar que dependendo da região onde a massa é inserida apenas algumas frequências naturais sofrerão alteração.

Tabela 5. 9. Frequências Naturais para o painel numérico de 15 mm de espessura sem dano e com massa de 26,79 g adicionada nas regiões.

	Frequência Natural (Hz)				
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Sem Dano	671,6	1026,0	1272,9	1588,6	1641,3
Região 2	671,6	927,8	1257,9	1402,5	1641,4
Região 3	624,6	1025,4	1242,1	1529,3	1619,8
Região 5	671,6	986,9	1057,4	1588,7	1641,2
Região 6	671,6	947,0	1212,0	1588,6	1450,8

Nota-se que a adição de massa apresentou uma alteração maior nas frequências naturais do que em relação aos resultados obtidos pela redução do módulo de elasticidade. Também é possível notar pela análise da matriz de MAC (Fig. 5.12) alterações nos modos de vibração dependendo da região que a massa é inserida. Quando a massa foi inserida na região 5 o 2° e o 3° modo de vibração se sobrepuseram em comparação ao painel sem dano Fig. 5.12(c). Enquanto que a inserção de massa na região 6 fez com que os modos 4 e 5 trocassem de posição Fig.5.12 (d).

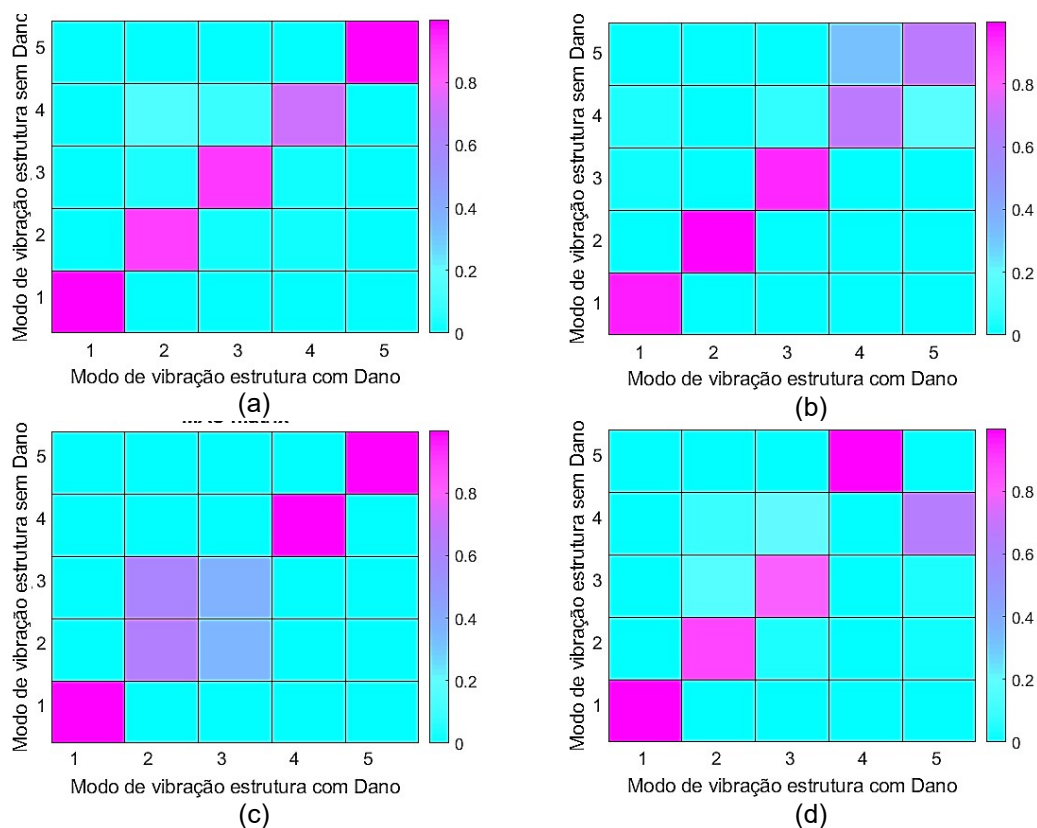


Figura 5. 12. Matriz de MAC para o painel de 15 mm com adição de massa concentrada de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.

A análise das matrizes de MAC possibilita identificar quais modos se correlacionam entre os modelos sem dano e com dano. Ao aplicar a EDM é necessário que o modo de vibração do painel com dano seja o mesmo do painel sem dano. É possível identificar uma variação de energia maior quando a massa é inserida na região 2 e 3 (ver Fig. 5.13 (a) e (b)), no entanto, quando a massa é inserida na região 5 e 6 não é notada uma variação de energia nestas regiões (ver Fig. 5.13 (c) e (d)).

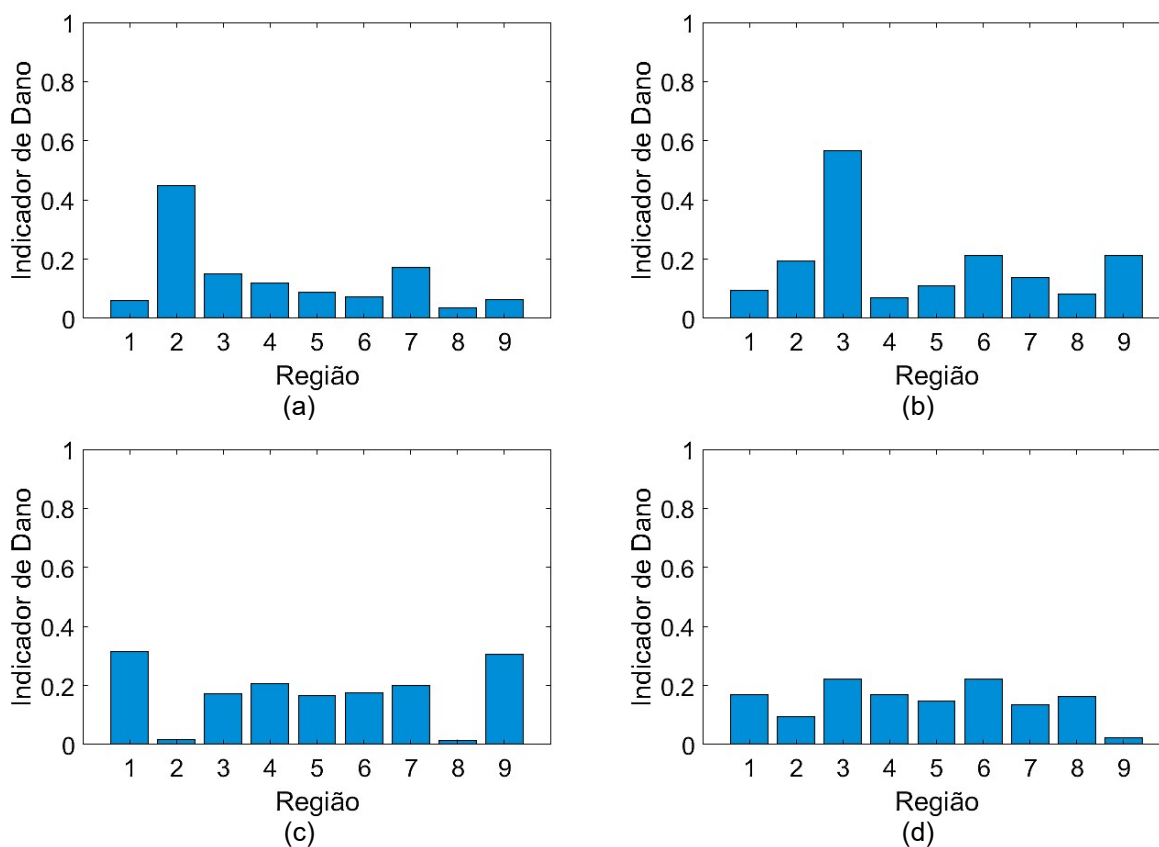


Figura 5. 13. Identificação de dano painel de 15 mm para adição de massa de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.

5.3.2 Modelo numérico com adição de massa concentrada - painel de 10 mm de espessura.

A influência das frequências naturais é apresentada na Tab. 5.10 considerando a adição de massa concentrada em diferentes regiões no painel de 10 mm de espessura. Nesta avaliação o painel sem dano é considerado como referência para poder-se avaliar a influência do dano ao inserir massa em uma respectiva região. Observa-se que a massa causa variações diferentes em cada frequência natural dependendo da região onde ela é inserida. A primeira frequência natural sofre alteração significativa quando a massa é adicionada na região 2 e na região 5. Enquanto que a segunda frequência natural sofre variação apenas quando a massa é adicionada na região 3.

Tabela 5. 10. Frequências Naturais para o painel numérico de 10 mm de espessura sem dano e com massa de 51,46 g adicionada nas regiões.

	Frequência Natural (Hz)						
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a	7 ^a
Sem Dano	159,23	204,28	425,72	437,26	725,22	763,26	841,77
Região 2	149,02	204,27	429,76	395,65	726,62	713,09	795,32
Região 3	157,29	190,46	419,48	431,71	705,30	728,02	837,32
Região 5	149,48	204,28	425,57	437,28	725,22	625,82	841,16
Região 6	157,16	204,28	424,17	437,26	725,22	763,78	667,00

A influência da adição de massa também é notada pela análise das matrizes de MAC. Em cada caso a massa influenciou a ordem dos modos de forma diferente Fig. 5.14. A adição de massa na região 2 fez com que os modos 3 e 4 trocassem de ordem, assim com os modos 5 e 6. Este resultado mostra que a massa adicionada na região causa maior variação nestes modos. Ao adicionar massa nas outras regiões também se nota uma variação nos modos de vibração. A massa na região 3 fez com que houvesse sobreposição entre os modos 5 e 6, na região 5 houve a troca de ordem entre os modos 5 e 6 e na região 6 ocorreu alteração do sétimo modo de vibração se comparado ao painel sem dano.

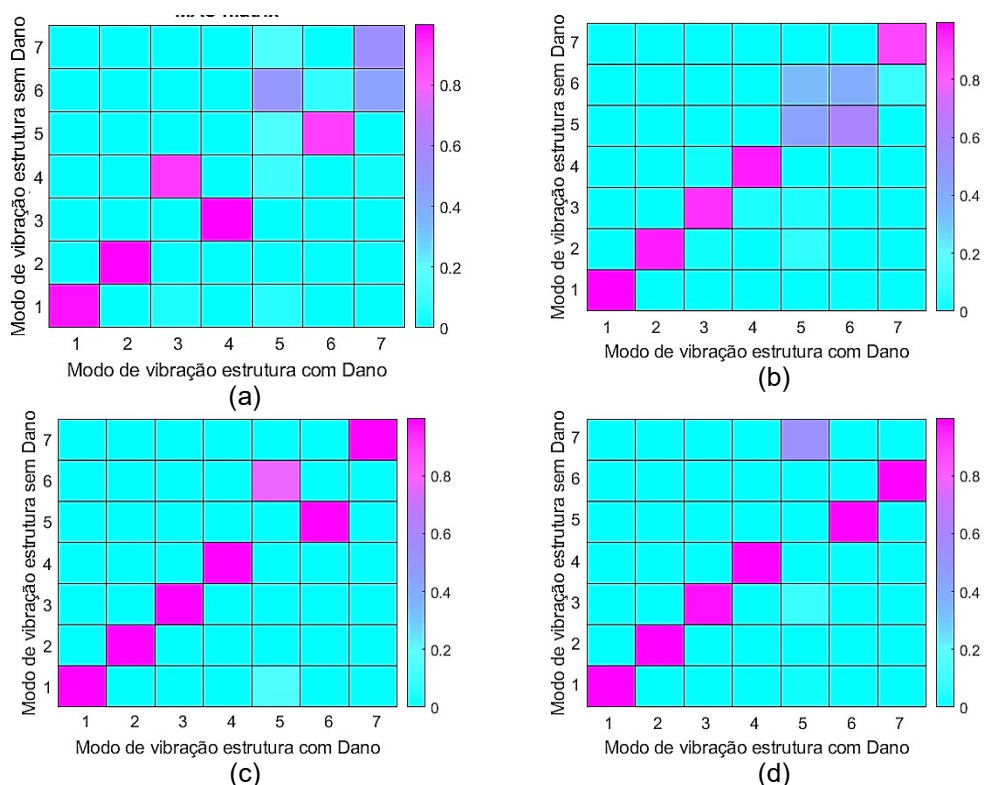


Figura 5. 14. Matriz de MAC para o painel de 10 mm com adição de massa concentrada de 51,46 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.

Na Figura 5.15 é apresentada a variação da EDM para cada um dos casos de adição de massa concentrada no modelo numérico do painel de 10 mm de espessura. É possível notar que ao inserir massa nas regiões 2 e 3 a energia destas regiões aumentaram em relação às demais regiões. Mas esse aumento não foi tão significativo ficando abaixo de 0,5. Quando a massa é inserida nas regiões 5 e 6 a energia dessas regiões não sofreu grandes variações ficando dentro do valor médio de variação, fazendo com que não seja possível identificar a região a qual a massa foi inserida.

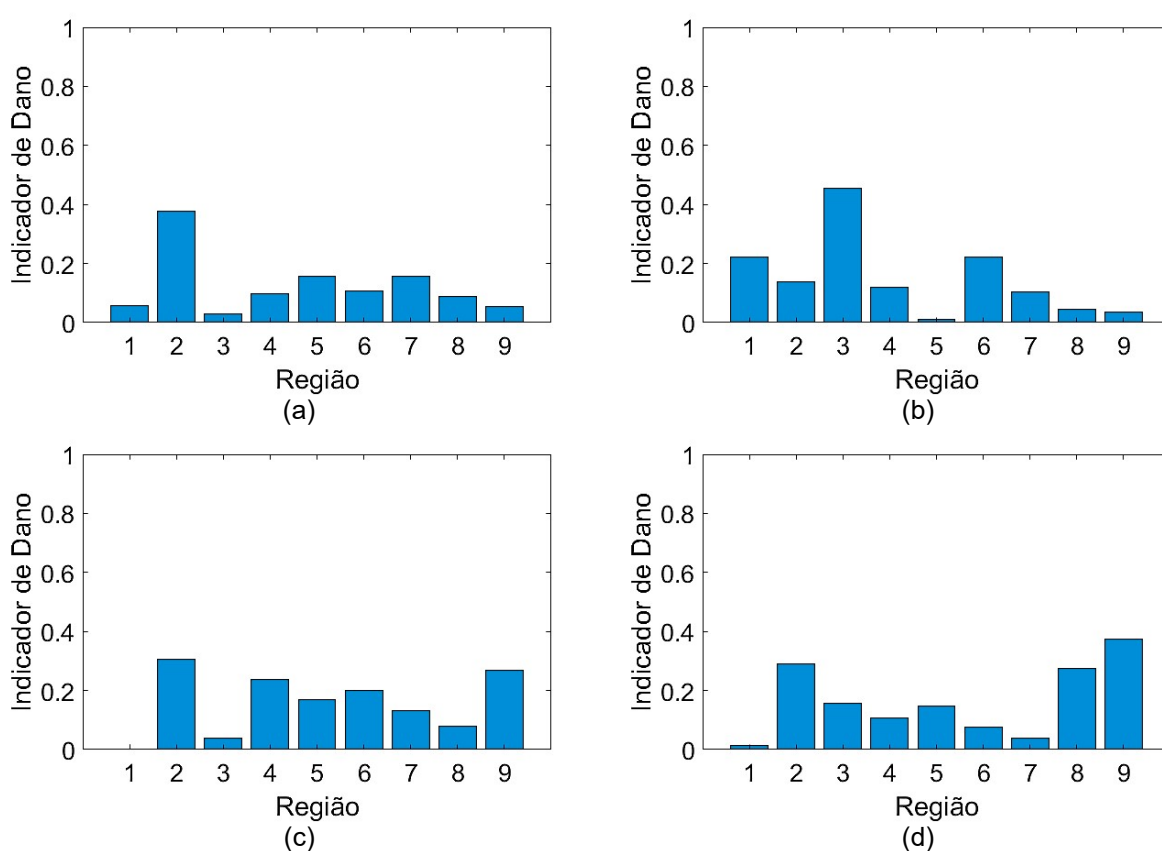


Figura 5. 15. Identificação de dano painel de 10 mm para adição de massa de 51,46 g nas regiões (a) 2 (b) 3 (c) 5 (d) 6.

5.4 ENSAIO EXPERIMENTAL PARA DANO COM ADIÇÃO DE MASSA.

A análise experimental foi realizada utilizando dano na forma de adição de massa. Este tipo de dano permite realizar mais de uma análise em cada estrutura sem que haja perda do corpo de prova. No painel de 15 mm foi adicionada uma massa na forma de parafuso e um conjunto de porcas que pesavam 26,79 g no total. Enquanto que no painel de 10 mm de espessura outro conjunto de parafuso e porcas foi adicionado com massa total de 51,46 g.

5.4.1 Análise experimental com dano de massa para o painel de 15 mm de espessura.

Na Tabela 5.11 são apresentadas as variações das frequências naturais comparando os resultados obtidos experimentalmente do painel de 15 mm de espessura sem dano e com massa nas regiões 2, 3 e 6. Na análise com massa na região 2 não foi possível identificar a quarta frequência natural, enquanto que no ensaio com massa na região 6 não foi possível identificar a quinta frequência natural.

Tabela 5. 11. Frequências Naturais experimentais para o painel 15 mm de espessura sem dano e com massa de 26,79 g adicionada nas regiões.

	Frequência Natural (Hz)				
	1^a	2^a	3^a	4^a	5^a
Sem Dano	666,7	1031,6	1332,1	1601,6	1694,2
Região 2	662,8	940,3	1273,8	-	1677,2
Região 3	616,0	1020,4	1268,6	1571,8	1664,3
Região 6	654,2	937,0	1238,4	1598,5	-

Pela análise das matrizes de MAC da fig. 5.16 (a) é possível notar uma variação nos modos para massa adicionada na região 2. A adição de massa fez com que o modo 2 e 3 se sobrepusessem. A inserção de massa na região 3 e na região 6 não alteraram a ordem dos modos.

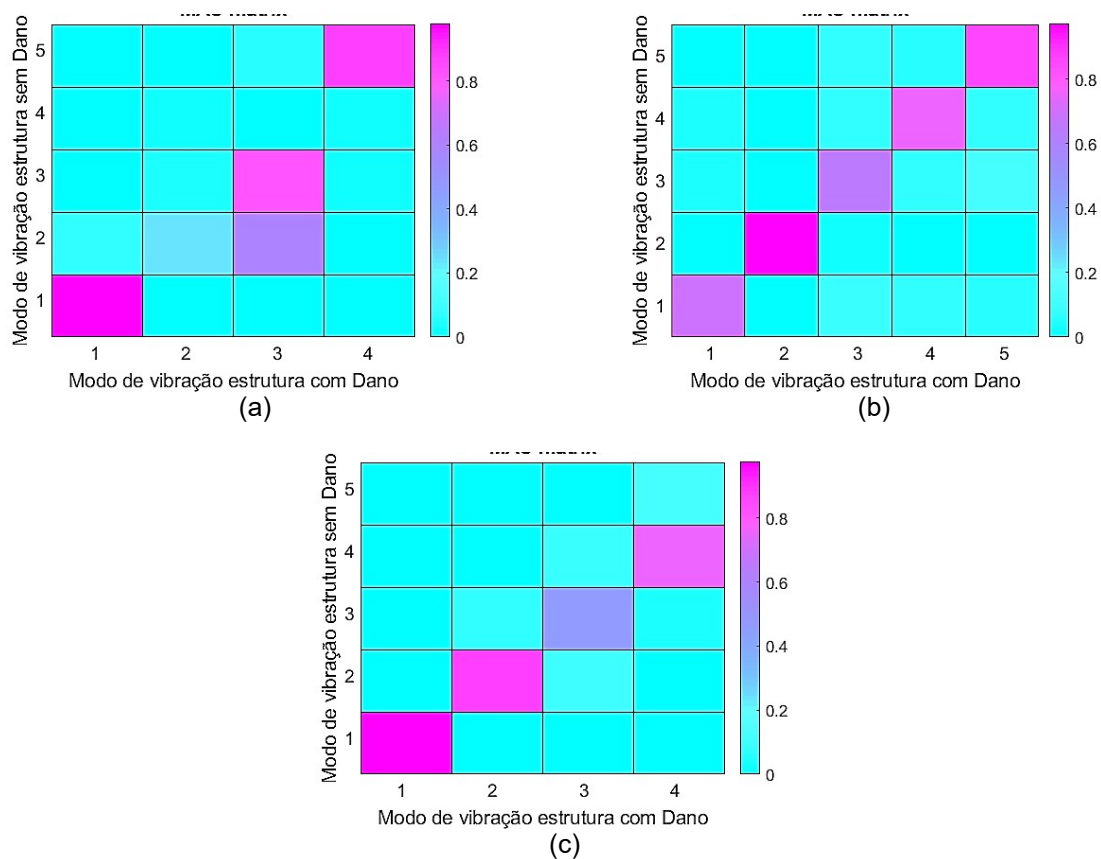


Figura 5. 16. Matriz de MAC para experimental o painel de 15 mm com adição de massa concentrada de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 e (c) 6.

Pela análise da Figura 5.17 onde são apresentadas as variações da EDM para cada um dos casos nota-se que foi possível identificar a região com massa somente no caso de adição de massa na região 3. Tanto a adição de massa na região 2 quanto na região 6 não apresentaram grandes variações da energia. Nestes dois casos somente foi possível a utilização de quatro modos de vibração o que pode ter contribuído para o resultado final.

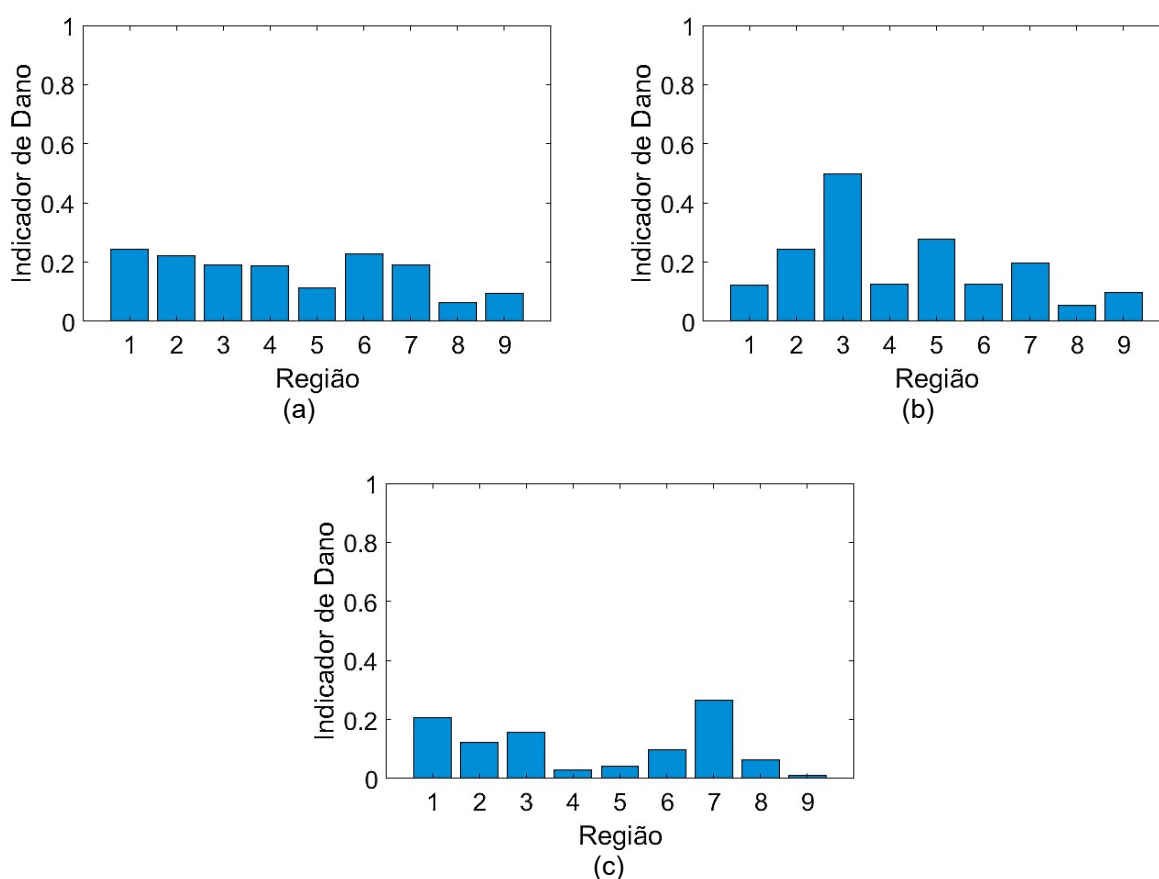


Figura 5. 17. Identificação de dano experimental para o painel de 15 mm para adição de massa de 26,79 g nas regiões (a) 2 (b) 3 e (c) 6.

5.4.2 Análise experimental com dano de massa para o painel de 10 mm de espessura.

A análise experimental do painel de 10 mm de espessura foi realizada com a adição de massa na região 3. Por ser um painel maior e com mais pontos o tempo de ensaio é superior ao do painel de 15 mm, por esta razão foi escolhida somente uma região para análise. De acordo com os resultados numéricos a região 3 foi a que apresentou os melhores resultados tanto no modelo numérico do painel de 10mm quanto no modelo numérico do painel de 15mm de espessura. Também é possível observar este fato nos resultados experimentais do painel de 15 mm. Na Tabela 5.12 são comparadas as frequências naturais obtidas experimentalmente do painel de 10 mm de espessura com massa na região 3 e sem dano. A adição da massa causou uma variação significativa nas frequências naturais 1, 2 e 6.

Tabela 5. 12. Frequências Naturais para o painel de 10 mm de espessura sem dano e com massa de 51,46 g adicionada na região 2 obtidas experimentalmente.

	Frequência Natural (Hz)					
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a
Sem Dano	159,2	201,6	431,4	727,7	759,9	845,8
Região 3	150,4	181,8	431,7	731,4	746,9	817,4

Pela análise da matriz de MAC da Fig. 5.18 nota-se que a massa não alterou a ordem dos seis primeiros modos de vibração. Esta verificação entre os modos possibilita a utilização de até 6 modos para a identificação de dano.

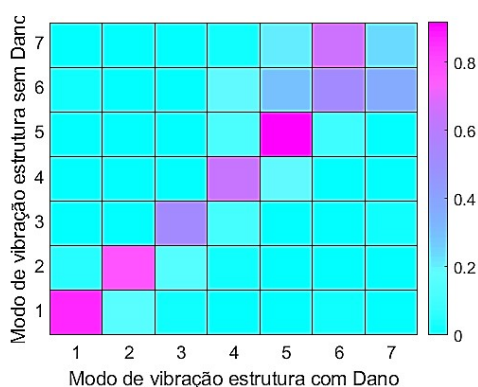


Figura 5. 18. Matriz de MAC experimental para o painel de 10 mm com adição de massa concentrada de 51,46 g.

Ao aplicar a EDM é possível notar uma maior variação da energia de deformação modal na região 3 (Ver Fig. 5.21). Tal variação se apresenta de forma nítida superior a 0,5.

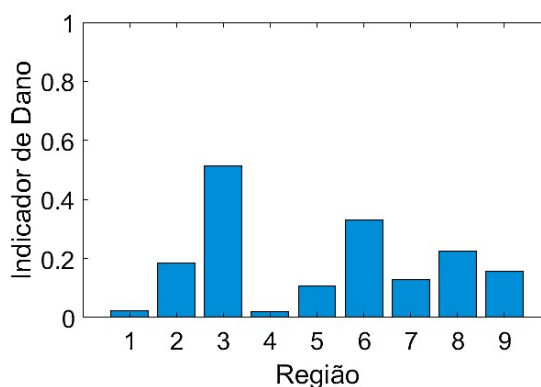


Figura 5. 19. Identificação de dano experimental para o painel de 10 mm para adição de massa de 51,46 g.

5.5 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS.

Nesta seção são apresentadas comparações entre os resultados do modelo numérico com redução do módulo de elasticidade e com adição de massa concentrada utilizando tabelas e comparando as imagens da variação das energias de deformação. Também é apresentada uma comparação entre os resultados de adição de massa no modelo numérico e os resultados obtidos experimentalmente.

5.5.1 Numérico com redução de rigidez x Numérico com adição de massa.

Nas tabelas 5.13 e 5.14 são apresentadas as variações nos valores de frequências naturais comparando os danos de 10% do módulo de elasticidade com a adição de massa nos modelos numéricos. É possível notar uma maior influência da massa adicionada do que o dano de rigidez.

Tabela 5. 13. Comparação entre as frequências naturais do modelo numérico do painel de 15 mm de espessura com redução do módulo de elasticidade e com adição de massa concentrada.

Frequência Natural (Hz)	Região 2		Região 3		Região 5		Região 6	
	Rigidez	Massa	Rigidez	Massa	Rigidez	Massa	Rigidez	Massa
1 ^a	669,7	671,6	670,6	624,6	668,6	671,6	669,8	671,6
2 ^a	1021,6	927,8	1024,7	1025,4	1021,3	986,9	1023,4	947,0
3 ^a	1270,0	1257,9	1271,8	1242,1	1265,8	1057,4	1268,2	1212,0
4 ^a	1582,6	1402,5	1585,9	1529,3	1587,3	1588,7	1585,0	1588,6
5 ^a	1637,6	1641,4	1638,6	1619,8	1639,9	1641,2	1635,8	1450,8

Tabela 5. 14. Comparação entre as frequências naturais do modelo numérico do painel de 10 mm de espessura com redução do módulo de elasticidade e com adição de massa concentrada.

Frequência Natural (Hz)	Região 2		Região 3		Região 5		Região 6	
	Rigidez	Massa	Rigidez	Massa	Rigidez	Massa	Rigidez	Massa
1 ^a	156,53	149,02	158,59	157,29	156,75	149,48	158,63	157,16
2 ^a	201,20	204,27	203,22	190,46	201,33	204,28	202,84	204,28
3 ^a	422,70	429,76	421,99	419,48	423,30	425,57	422,48	424,17
4 ^a	434,52	395,65	433,93	431,71	435,80	437,28	432,49	437,26
5 ^a	720,07	726,62	719,46	705,30	721,96	725,22	719,76	725,22
6 ^a	759,28	713,09	758,59	728,02	755,20	625,82	753,63	763,78
7 ^a	838,20	795,32	837,14	837,32	832,93	841,16	826,93	667,00

Porém, ao analisar a energia de deformação nota-se que o método apresenta resultados mais claros para dano na rigidez da estrutura. Em todos os casos de dano na rigidez foi possível localizar a região danificada, enquanto que o dano de massa concentrada não possibilitou localizar a massa na região 5 e 6 de ambos os painéis Fig. 5.20 e 5.21.

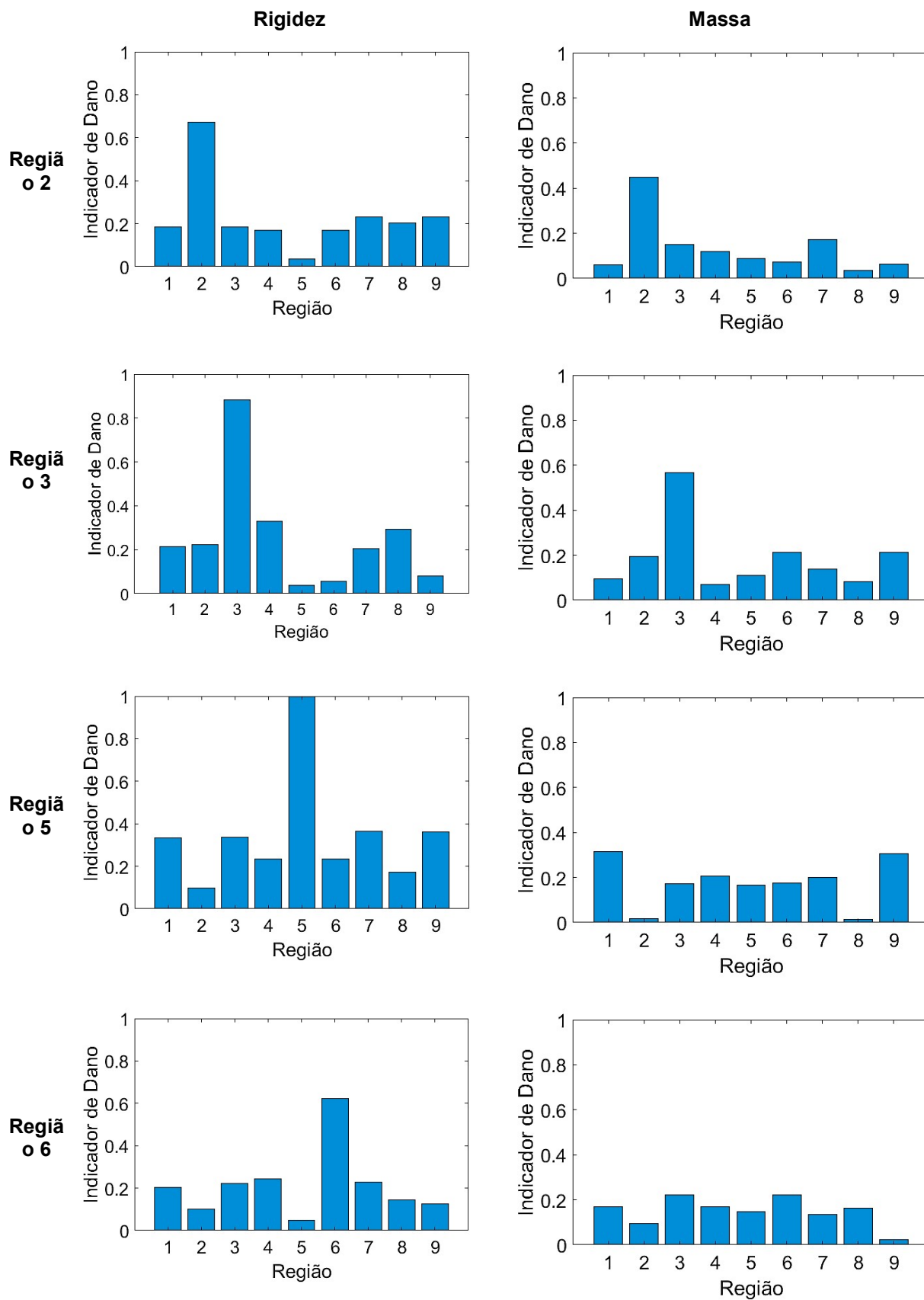


Figura 5. 20. Comparação da variação da energia de deformação do modelo numérico do painel de 15 mm de espessura com redução de módulo de elasticidade e para massa concentrada.

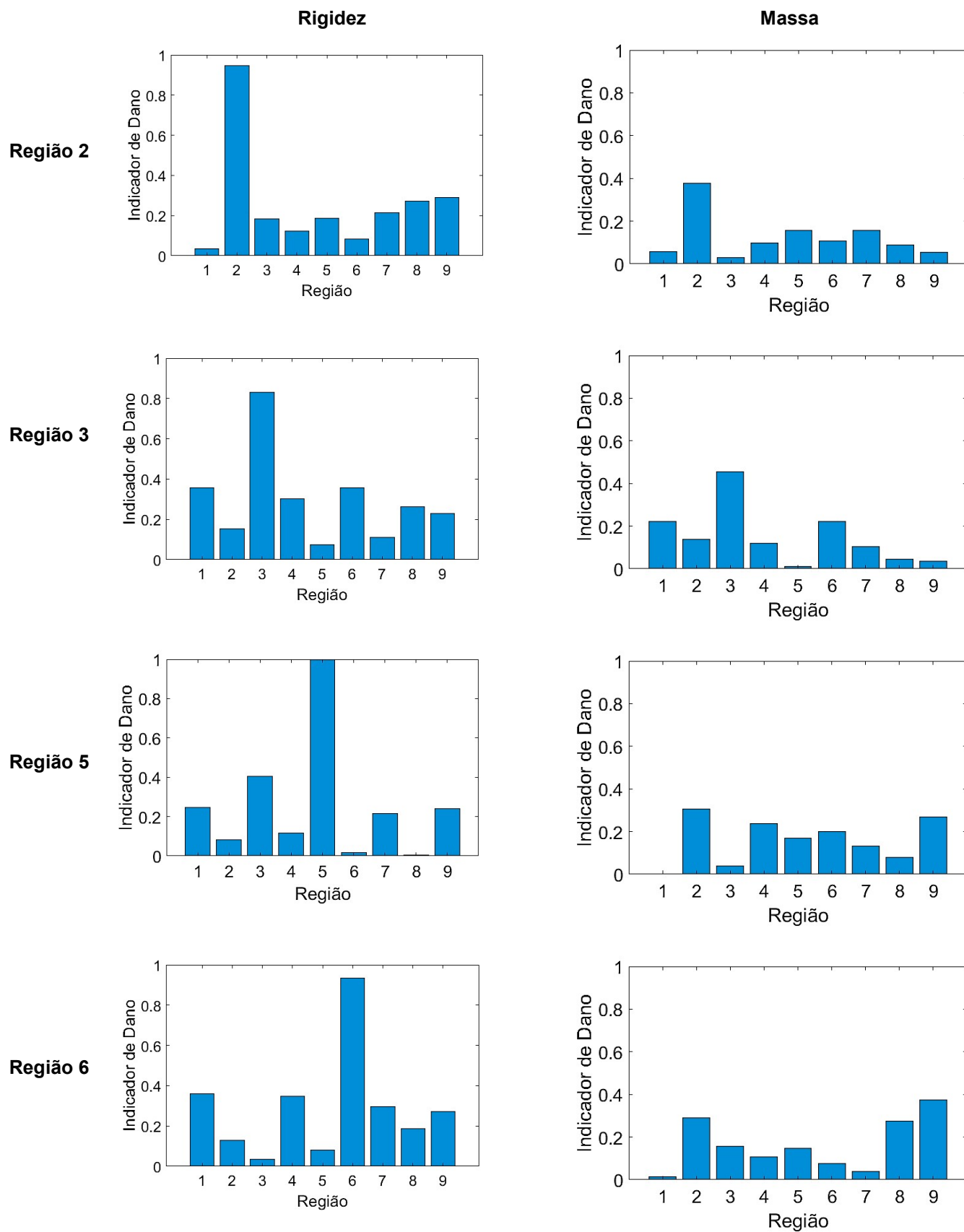


Figura 5. 21. Comparação da variação da energia de deformação do modelo numérico do painel de 10 mm de espessura com redução de módulo de elasticidade e para massa concentrada.

5.5.2 Numérico com adição de massa x Experimental com adição de massa

Comparando os resultados numéricos e experimentais com adição de massa nota-se uma semelhança nas variações nos valores de frequências naturais para o painel de 15 mm de espessura Tab. 5.15.

Tabela 5. 15. Comparação entre as frequências naturais do painel de 15 mm de espessura com dano de massa numérico e experimental.

Frequência Natural (Hz)	Região 2		Região 3		Região 6	
	Numérico	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico	Experimental
1 ^a	671,6	662,8	624,6	616,0	671,6	654,2
2 ^a	927,8	940,3	1025,4	1020,4	947,0	937,0
3 ^a	1257,9	1273,8	1242,1	1268,6	1212,0	1238,4
4 ^a	1402,5	-	1529,3	1571,8	1588,6	1598,5
5 ^a	1641,4	1677,2	1619,8	1664,3	1450,8	-

Na figura 5.22 são apresentadas as matrizes de MAC que comparam os modos experimentais e numéricos para adição de massa no painel de 15 mm. Nota-se uma boa correlação entre os modos. Este resultado confirma a boa representatividade que o modelo numérico tem do painel real.

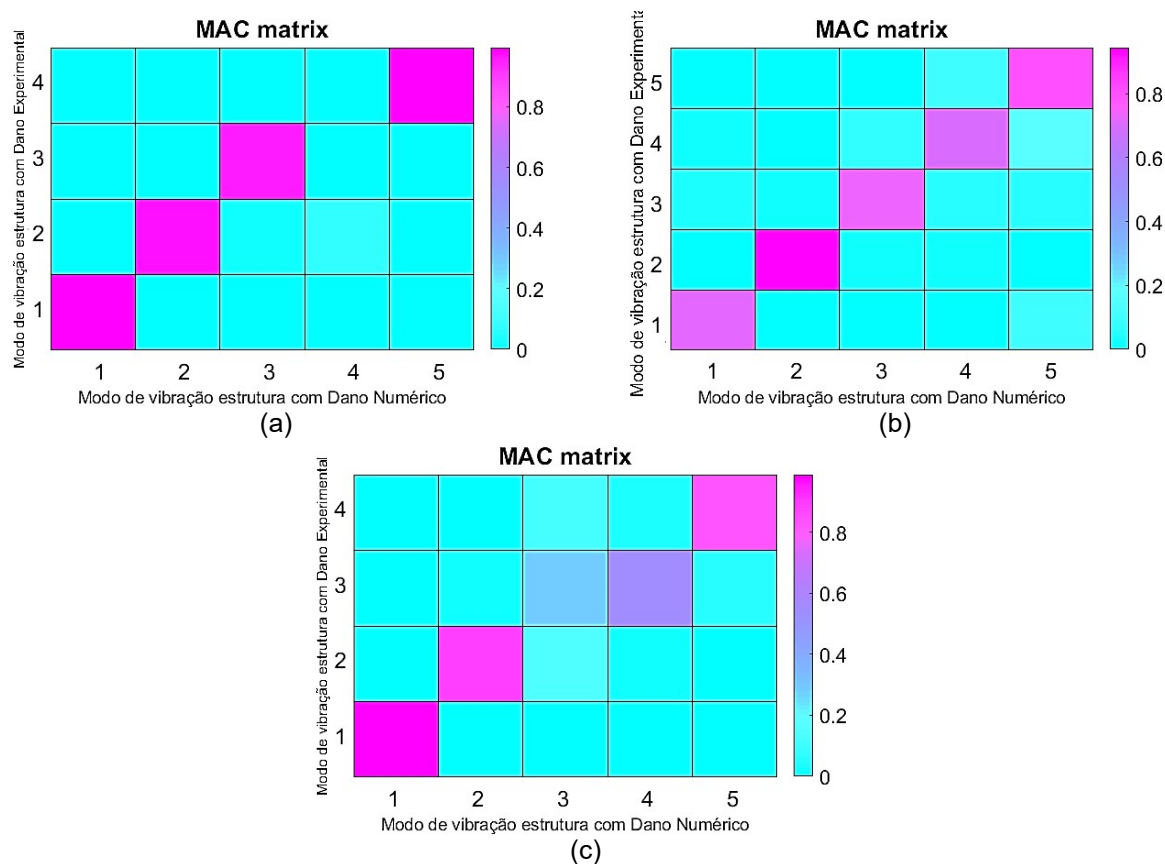


Figura 5. 22. Correlação dos modos do painel de 15 mm numérico e experimental com massa na região (a) 2, (b) 3 e (c) 6.

A variação de energia de deformação se apresentou de forma semelhante para os casos numéricos em comparação com os resultados experimentais Fig. 5.23.

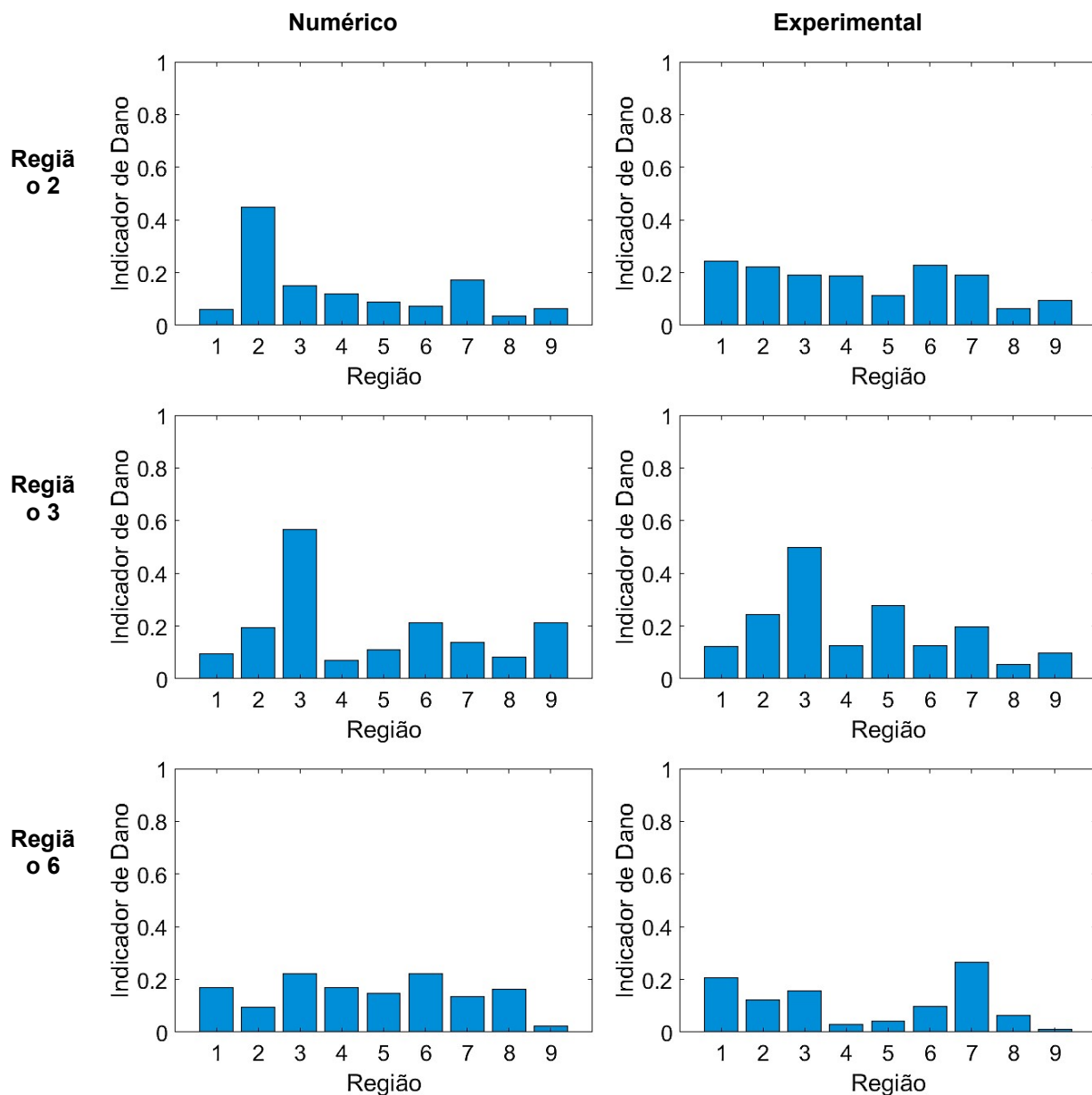


Figura 5. 23. Comparação entre os resultados de variação da energia de deformação do painel de 15 mm com dano de massa numérico e experimental.

No painel de 10 mm as variações nos valores de frequências naturais foram maiores no ensaio experimental que no resultado numérico Tab. 5.16. Essa diferença pode ter influenciado na correlação dos modos utilizando a matriz de MAC Fig. 5.14.

Tabela 5. 16. Comparação entre as frequências naturais do painel de 10 mm de espessura com dano de massa numérico e experimental.

	Frequência Natural (Hz)						
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a	7 ^a
Numérico	157,3	190,5	419,5	431,7	705,3	728,0	837,3
Experimental	150,4	181,8	-	431,7	731,4	746,9	817,4

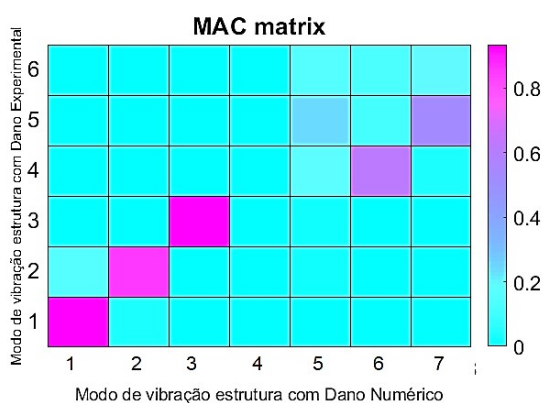


Figura 5. 24. Correlação dos modos do painel de 10 mm numérico e experimental com massa na região 3.

Contudo, os resultados de energia de deformação se mostram semelhantes para o modelo numérico e o ensaio experimental Fig. 5.25.

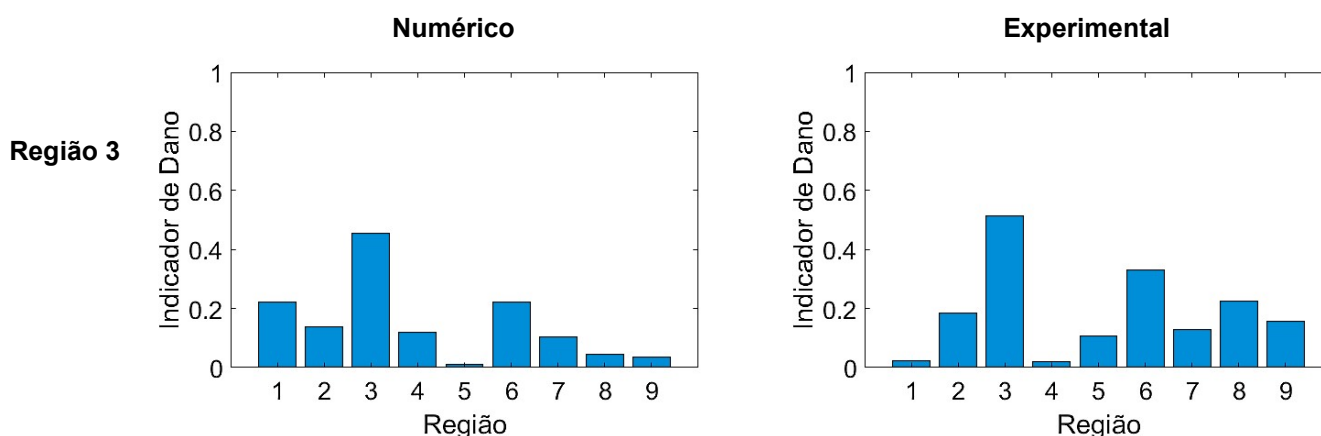


Figura 5. 25. Comparação entre os resultados de variação da energia de deformação do painel de 10 mm com dano de massa numérico e experimental.

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi avaliado o método de identificação de dano em estruturas leves para aplicações aeroespaciais. As estruturas estudadas são do tipo sanduíche com núcleo de *honeycomb*, utilizadas recorrentemente na indústria aeroespacial pela boa razão peso-rigidez. Um dano comum presente nessas estruturas é a falta de aderência entre o núcleo e a face por problemas na fita adesiva responsável pela junção entre eles. Este tipo de dano pode fazer com que não haja uma associação adequada entre as propriedades do núcleo e da face gerando uma falha estrutural e conseqüentemente acarretando prejuízos ou até mesmo catástrofes.

Os modelos numéricos estudados apresentaram uma boa correlação com resultados dinâmicos dos painéis reais extraídos experimentalmente. Isto se confirmou tanto pela análise das frequências naturais quanto na análise da matriz de MAC.

Para o processo de avaliação da metodologia de identificação de danos foram propostas duas abordagens para consideração de inserção de dano na estrutura. A primeira é uma análise numérica e consistiu em reduzir o módulo de rigidez em uma determinada região do modelo numérico. A segunda é uma análise numérica e experimental e foi inserida uma massa nos modelos numéricos e nos painéis reais. Foram simuladas diferentes intensidades de dano e avaliadas as influências nos valores de frequências naturais e nos modos de vibração.

Para a análise de identificação de dano, tanto via inserção de massa como redução de rigidez, foram avaliadas as frequências naturais e seus respectivos modos de vibração. Ao considerar as frequências naturais dos modelos numéricos foi possível notar que mesmo para danos severos, como redução de 25% do módulo de elasticidade, as variações foram inferiores a 5%. Para os danos na redução de módulo de rigidez de 10% e 1% as variações foram quase imperceptíveis. Regiões simétricas apresentaram variações semelhantes dificultando assim identificar qual região sofreu dano analisando apenas as frequências naturais. Na análise de identificação de dano por EDM em todos os casos foram considerados os cinco primeiros modos de vibração, pois foi verificado que em sete modos de vibração não foram notadas variações significativas nos resultados. Esta quantidade de modos foi suficiente para identificar a região danificada para todos os casos. Porém, é

observada que, independente da intensidade do dano, a variação da EDM após aplicação do método indexado apresentou resultados semelhantes.

Ao considerar as análises no modelo numérico na forma de adição de massa concentrada foram verificadas variações perceptíveis nas frequências naturais. Observou-se ainda que em algumas regiões a inserção de massa alterou a ordem dos modos de vibração ou fez com que alguns modos se sobrepujassem. Esta constatação foi possível pela análise das matrizes de MAC. Tal variação nos modos refletiu nos resultados de variação da EDM, em que não foi possível identificar dano em algumas regiões. Apenas as regiões que mantiveram seus modos de vibração na mesma ordem que os modelos sem dano apresentaram uma variação perceptível na EDM. Com base nos resultados apresentados é possível concluir que o dano que afeta a rigidez da estrutura é mais perceptível no método da EDM do que o dano na forma de adição de massa.

Os resultados obtidos numericamente foram utilizados como base para a análise experimental. A validação do modelo de elementos finitos contribuiu para gerar uma matriz de rigidez reduzida com os mesmos graus de liberdade do teste modal e realizar a identificação de dano experimental. O dano analisado experimentalmente foi na forma de adição de massa, e assim como no modelo numérico, a variação nos valores de frequências naturais também foram perceptíveis. Um fator a ser ressaltado é que a adição de massa faz com que resulte a sobreposição de alguns dos modos de vibração. A sobreposição dos modos de vibração dificulta a identificação de dano por meio da EDM. Neste sentido somente foi possível identificar experimentalmente o dano na região mais externa do painel, corroborando assim com as análises realizadas numericamente. Nas regiões mais internas a variação da EDM não foi notada.

Neste trabalho foi explorada a capacidade do método de identificação de dano utilizando EDM em modelos numéricos e experimentais considerando diferentes tipos de dano. O método EDM se mostrou mais eficaz na identificação de dano por redução de rigidez do que por adição de massa. Porém, dependendo da região em que a massa foi adicionada o método teve a capacidade de localizar o dano.

6.1 TRABALHOS FUTUROS

- Numericamente foi possível notar que o dano na rigidez foi mais perceptível que os danos de adição de massa. Porém ainda é necessário validar estes resultados experimentalmente.
- Realizar ensaios experimentais com dano na forma de laminação da face e do núcleo a fim de avaliar a capacidade do método de identificar dano real que altere sua rigidez.
- Também é necessário avaliar a precisão do método em relação à extensão da região danificada. Discretizar os painéis em regiões menores a fim de avaliar a menor região que o método será capaz de identificar o dano.
- Realizar uma expansão dos modos de vibração experimentais, gerar uma matriz K experimental e comparar com os resultados que utilizaram a condensação dinâmica da matriz numérica.

6.2 TRABALHOS ORIGINADOS E PUBLICADOS DURANTE A EXECUÇÃO DESTA DISSERTAÇÃO.

6.2.1 Trabalhos publicados em Anais de Congresso.

- Damage Identification in a Cantilever Beam Using Modal Strain Energy, 2018. 18th International Conference on Machine Design and Production, UMTIK 2018.
- Identificação de Dano em uma Viga Utilizando Energia de Deformação. 25^o Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica CREEM 2018.
- Damage Identification Using Modal Strain Energy in a Structure with Orthotropic Properties, 2019. 25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2019.
- Damage Identification in Light Panels with Orthotropic Properties Using Modal Strain Energy. XIV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, CIBIM 2019.

7 REFERÊNCIAS

AGILENT TECHNOLOGIES. *The fundamentals of Modal Testing*. Application Note 243-3

ANSYS®. SHELL181 Finite Strain Shell. Disponível em: http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/examples/ansys55/html/elem_55/chapter4/ES4-181.htm>acesso: novembro/2019.

ASSAN, A.E., 2003. *Método dos Elementos Finitos-Primeiros Passos*. Ed. Unicamp. Brasil,

AZEVEDO, A.F.M., 2003. *Método de Elementos Finitos*. Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto. Porto, Portugal.

CAWLEY, P.; ADAMS, R.D. 1979. *The Location of Defects in Structures from Measurements of Natural Frequencies*. Journal of Strain Analysis for Engineering Design Vol. 14 No 2 pp-49-57.

CHEN, H.P., 2010. *Mode shape expansion using perturbed force approach*. Journal of Sound and Vibration. Vol 329. Pp 1177-1190.

CHO, H.K.; RHEE, J., 2011. *Vibration in a satellite structure with a laminate composite hybrid sandwichpanel*. Composite Structures Vol 93 No 10 pp 2566-2574, Elsevier.

CHONDROS, T.G.; DIMAROGONAS, A.D. 1980. *Identification of Cracks in Welded Joints of Complex Structures*. Journal of Sounds and Vibration. Vol 69. No 4. Pp 531-538.

CRAIG, R.R. JR., KURDILA, A.L., 2006, *Fundamentals of Structural Dynamics*. 2th Edition.

de SILVA, C.W., 2000. *Vibration Fundamentals and Practice*. Ed. CRC Press LLC.

DOEBLING, S.W.; FARRAR, C.R.; PRIME, M.B.; SHEVITZ, D.W., 1996. *Damage Identification and health Monitoring of Structural and Mechanical Systems from Changes in Their Vibration Characteristics: A Literature Review*. Ed. Los Alamos.

EWINS, D.J., 1995. *Modal Testing: Theory and Practice*. RSP LTD.

FARRAR, C.R.; DOEBLING, S.W.; NIX, D.A., 2001. *Vibration-based structural damage identification*. Phil. Trans. R. Soc. Lond. Vol 359 pp 131-149.

FLOWER, H.M., 1995. *High Performance Materials in Aerospace*. Springer-Science BV.

GEVINSKI, J.P., 2014. *Determinação da Deformação Dinâmica em Superfícies Utilizando Parâmetros Vibracionais*. Tese de Doutorado. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, SP, Brasil.

GUPTA, S.; SATPAL, S.B. BANERJEE, S.; GUHA, A., 2016. *Vibration Based Health Monitoring of Honeycomb Core Sandwich Panels Using Support Vector Machine*. International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems. Vol 9. pp 215-232.

GUYAN, R.J., 1965. *Reduction of Stiffness and Mass Matrices*. IAIAA Journal Vol 3 No 2 pp 380.

HE, J.; FU, Z.F., 2001. *Modal Analysis*. Butterworth Heinemann. 1^aed.

HEXWEB™ 2000. *Honeycomb Sandwich Design Technology*.

HU, H.; WU, C.; LU, W.J.. 2011. *Damage detection of circular hollow cylinder using modal strain energy and scanning damage index methods*. Computer and Structures. Vol 89. Pp149-160.

HUYNH, D.; HE, J.; TRAN, D. 2005. *Damage location vector: A non-destructive structural damage detection technique*. Computer and Structures. Vol 83. Pp 2353-2367.

INMAN, D.J., 2014. *Engineering Vibration*. 4^a Ed Person.

KIM, J., STUBBS, N., 1995. *Damage Detection on Offshore Jacket Structures from Limited Modal Information*, International Journal Offshore and Polar Engineering. Vol. 5. No. 1. , pp. 58-66.

KIM, J., RYU, Y., CHO, H., STUBBS, N., 2003. *Damage identification in beam-type structures: Frequency-based method vs mode-shape-based method*. Engineering Structures Vol 25 No 1. Pp 57-67.

KOUROUSSIS, G., 2012. *EasyMod, as for Easy Modal analysis*. Disponível em: <<http://hosting.umons.ac.be/html/mecara/EasyMod/index.html>> Acesso: Novembro/2019)

LI, Y.; WANG, S.; ZHANG, M.; ZHENG, C., 2016. *An Improved Modal Strain Energy Method for Damage Detection in Offshore Platform Structures*. Journal of Marine Science and Application. Vol 15. No 2 pp 182-192.

MAIA, N.M.M.; SILVA, J.M.M.; ALMAS, E.A.M., SAMPAIO, R.P.C. 2003. *Damage Detection in Structures: From Mode Shape to Frequency Response Function Methods*. Mechanical Systems and Signal Processing Vol 17 No 3 pp 489-498.

MATWEB. *Aluminum Alloy 2024 T3*. Material Property Data. Available online. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=57483b4d782940faaf12964a1821fb61&ckck=1>> Acesso: Novembro/2019.

MENDES, P., OLIVEIRA, S., 2008. *Análise Dinâmica de Estruturas: Utilização Integrada de Modelos de Identificação Modal e Modelos de Elementos Finitos*. Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa, Portugal.

O'BRIEN, T.K., 1980. *Stiffness Change as a Nondestructive Damage Measurement*. Mechanics of Nondestructive Testing. Pp 101-121.

OTIENO, A.W.; LIU, P.; RAO, S.V.; KOVAL; L.R. 2000. *Damage Detection using Modal Strain Energy and Laser Vibrometer Measurements*. Smart Structures and Materials 2000: Smart Structures and Integrated Systems Vol 3985 pp 283-292.

PANDEY, A.K.; BISWAS, M., 1994. *Damage Detection in Structures Using Change in Flexibility*. Journal of Sound and Vibration. Vol 168 pp 3-17.

PASTOR, M.; BINDA, M.; HARCARIK, T., 2012. *Modal Assurance Criterion*. Procedia Engineering Vol 48 pp 543-548.

PEREYRA, L. R., OSEGUEDA, R. A., CARRASCO, C., FERREGUT, C. 1999. *Damage Detection in a Stiffened-Plate Using Modal Strain Energy Differences*. Conference on Nondestructive Evaluation of Aging Aircraft, Airports, and Aerospace Hardware II. Newport Beach, California.

PORTELA, A.M.A., VIDOTO, E.L.G., MARTINS, M.J., TANNUS, A., TARPANI, J.R, 2010. *Imageamento e Caracterização de Danos em Núcleos de Painéis-Sanduiche Aeronáuticos por ressonância magnética nuclear*, VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Campina Grande, Paraíba, Brasil.

RAO, S., 2008. *Vibrações Mecânicas* 4 ed. Editora Pearson Prentice Hall.

SEGUEL, F.; MERUANE V.; 2018. *Damage assessment in a sandwich panel based on full-field vibration measurements*. Journal of Sound and Vibration. Vol 417 pp 1-18.

SCHWARZ, B.J., RICHARDSON, M.H., 1999. *Experimental Modal Analysis*, Vibrant Technology, Inc. Jamestown, California.

SHI, Z.Y.; LAW, S.S.; ZHANG, L.M., 1998. *Structural Damage Localization from Modal Strain Energy Change*. Journal of Sound and Vibration Vol. 218. Pp 825-844

SILVA, D.H.J., 2103. *Processamento de sinais para Monitorar Vibrações em Unidades Geradoras Hidrelétricas*. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.

YANG, Z.; CHEN, X.; RADZIENSKI, M.; KUDELA, P.; OSTACHOWICZ, W..2017. *A Fourier spectrum-based strain energy damage detection method for beam-like structures in noisy conditions*. Science China. Technological Sciences.

YU, N.; SHANG, J.; CAO, Y.; MA, D.; LIU, Q. 2015. *Comparative Analysis of Al-Li Alloy and Aluminum Honeycomb Panel for Aerospace Application by Structural Optimization*. Mathematical Problems in Engineering. Vol 2015.

WENG, S.; TIAN, W.; ZHU, H.; XIA, Y.; GAO, F.; ZHANG, Y. 2017. *Dynamic condensation approach to calculation of structural responses and response sensitivities*. Mechanical Systems and Signal Processing Vol. 88 pp 302-317.