

**ADELMO FERNANDES DE OLIVEIRA JUNIOR**

**Estudo das Características Modais de um Modelo de Aeronave  
em Alumínio**

Guaratinguetá - SP  
2016

**ADELMO FERNANDES DE OLIVEIRA JUNIOR**

**ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS MODAIS DE UM MODELO DE AERONAVE  
EM ALUMÍNIO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias  
Co-orientador: Prof. Dr. Everaldo de Barros

Guaratinguetá  
2016

O48e

Oliveira Junior, Adelmo Fernandes de

Estudo das Características Modais de um Modelo de Aeronave em Alumínio / Adelmo Fernandes de Oliveira Junior – Guaratinguetá, 2016.

94 f : il.

Bibliografia: f. 79-81

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016.

Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Co-orientador: Prof. Dr. Everaldo de Barros

1. Análise modal 2. Calibração 3. Alumínio - Estruturas I. Título

CDU 534.1(043)

*ADELMO FERNANDES DE OLIVEIRA JUNIOR*

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

  
Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri  
Coordenador

*BANCA EXAMINADORA:*

  
Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS  
Orientador / Unesp-Feg

  
Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI  
Unesp-Feg

  
Prof. Dr. CARLOS D'ANDRADE SOUTO  
IAE/SJC

*Dezembro de 2016*

## **DADOS CURRICULARES**

### **Adelmo Fernandes de Oliveira Junior**

<b>NASCIMENTO</b>	03.11.1983 – CURITIBA / PR
<b>FILIAÇÃO</b>	Adelmo Fernandes de Oliveira Vani Pampuch
<b>1998/2001</b>	Curso Técnico Técnico em Mecânica – Escola Técnica Estadual Visconde de Mauá
<b>2006/2012</b>	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Dedico este trabalho à minha amada esposa.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por ter me dado força de vontade para trabalhar e estudar ao mesmo tempo.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias* que sempre buscou tirar dúvidas.

ao meu co-orientador, *Prof. Dr. Everaldo de Barros* que proveu recursos para a execução dos experimentos.

ao *Prof. Dr. Carlos D'Andrade Souto* que contribuiu de forma decisiva para a realização deste trabalho.

aos meus colegas de trabalho *Fabio Renato Silveira, Domingos Jose Strafacci e Dimas Donizeti da Silveira* por ter me ajudado a executar os experimentos.

aos meus pais e irmão *Adelmo, Vani e Marcelo*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

à minha amada esposa *Fernanda Flor* que sempre me deu forças para continuar e me apoiar nos momentos difíceis.

“Todas as ações grandiosas e honrosas são acompanhadas de grande dificuldade, e ambas devem ser empreendidas e superadas com coragem e responsabilidade.”

William Bradford



DE OLIVEIRA JR, A. F. **Estudo das Características Modais de um Modelo de Aeronave em Alumínio**. 2016. 94 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

## RESUMO

A análise modal experimental é uma das técnicas mais importantes na caracterização dinâmica de estruturas. No setor aeroespacial a análise modal experimental é conhecida como Ground Vibration Test (GVT). Na Força Aérea Brasileira, o órgão responsável para executar o GVT é o Laboratório de Ensaios de Vibração (LEVI) da Divisão de Integração e Ensaio (AIE) do Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE). Esta pesquisa foi realizada neste laboratório que possui as facilidades para a execução de GVT. O objetivo principal deste estudo foi aprimorar a metodologia de ensaio de análise modal aplicada a um modelo de aeronave em alumínio do tipo GARTEUR SM-AG-19. O estudo desenvolvido possibilita que em ensaios futuros os resultados sejam replicados, no intuito de avaliar a integridade do sistema de medição, levando em consideração aspectos da influência do torque na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem. Para validar a metodologia os resultados obtidos neste estudo foram comparados com os resultados de dois estudos desenvolvidos no Brasil. A contribuição principal desta pesquisa é relacionada ao estudo do efeito da variação do torque na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem sobre os parâmetros modais da estrutura.

**PALAVRAS-CHAVE:** Análise Modal Experimental. Ground Vibration Test. Modelo de Aeronave em Alumínio. GARTEUR SM-AG-19.

DE OLIVEIRA JR, A. F. **Study of Modal Characteristics of a Model Aircraft Made of Aluminum.** 2016. 94 f. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

## ABSTRACT

The experimental modal analysis is one of the most important techniques in the dynamic characterization of structures. In the aerospace industry, the experimental modal analysis is known as Ground Vibration Test (GVT). In the Brazilian Air Force, the institution responsible for executing the GVT is the Laboratory of Vibration Testing (LEVI) of the Integration and Testing Division (AIE) of the Institute of Aeronautics and Space (IAE). This research was carried out on this laboratory that has the facilities to perform the GVT. The main objective of this study was to improve the modal analysis test methodology applied to an aluminium aircraft model named GARTEUR SM-AG-19. This study allows the results to be replicated in future tests in order to evaluate the integrity of the measurement system, taking into account aspects of the influence of the torque on the bolted joint between wing and fuselage. In order to validate the methodology the results obtained in this study were compared to the results of two studies developed in Brazil. The main contribution of this research is the study of the torque variation effect on the bolted joint between wing and fuselage on the modal parameters of the structure.

**KEYWORDS:** Modal Analysis. Ground Vibration Test. Aluminum Aircraft Model. GARTEUR SM-AG-19.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Variação das FRFs da estrutura GARTEUR SM-AG-19 utilizando diferentes “ <i>set-up</i> ” de ensaio .....	18
Figura 2 – Sistema de um grau de liberdade (SDOF) .....	22
Figura 3 – Representação espacial da FRF com um grau de liberdade .....	28
Figura 4 – Diagrama de Bode da receptância para um sistema com um grau de liberdade ...	28
Figura 5 – Diagrama de Nyquist da receptância de um sistema com um grau de liberdade ...	29
Figura 6 – Típico “ <i>test set-up</i> ” de ensaio de análise modal com apenas uma entrada e uma saída .....	30
Figura 7 – Transdutor de força .....	31
Figura 8 – Exemplo de utilização de dois vibradores eletromagnéticos .....	32
Figura 9 – Detalhe do “ <i>stinger</i> ” utilizado em ensaios de análise modal .....	33
Figura 10 – Esquema de uma placa plana na condição livre-livre .....	34
Figura 11 – Estrutura GARTEUR SM-AG-19 .....	35
Figura 12 – Detalhe da solda do encaixe do leme vertical .....	36
Figura 13 – Componentes da estrutura GARTEUR -19 .....	37
Figura 14 – Distribuição dos acelerômetros .....	38
Figura 15 – Distribuição de nós do modelo de elementos finitos feito pela ONERA .....	39
Figura 16 – Método de fixação dos acelerômetros .....	39
Figura 17 – Fixação do transdutor de força (Força 2) .....	41
Figura 18 – Sistema de suspensão da estrutura .....	42
Figura 19 – Sistema de Suspensão da estrutura BALMÈS e WRIGHT (1997) .....	43
Figura 20 – Malha do modelo de elementos finitos da estrutura GARTEUR SM-AG-19 utilizando o software ANSYS WORKBENCH 14.5 .....	44
Figura 21 – Ilustração do experimento 1 .....	46
Figura 22 – Pontos de medição da entrada e das respostas do experimento 1 .....	46
Figura 23 – (a) vibrador LDS modelo V406 e (b) amplificador LDS modelo PA500L .....	47
Figura 24 – Módulos PULSE da Brüel&Kjaer: (a) modelo 3561-C e (b) modelo 3560-C .....	48
Figura 25 – Foto do experimento 2: estrutura modificada .....	48
Figura 26 – Modelo de elementos finitos com adição de massa .....	49
Figura 27 – Pontos de medição da entrada e das respostas do experimento 2 .....	49
Figura 28 – Pontos de medição da entrada e das respostas do experimento 3 .....	50

Figura 29 – 1º modo de vibrar da estrutura .....	52
Figura 30 – 2º modo de vibrar da estrutura .....	52
Figura 31 – 3º modo de vibra da estrutura.....	53
Figura 32 – 4º modo de vibrar da estrutura .....	53
Figura 33 – 5º modo de vibrar da estrutura .....	54
Figura 34 – 6º modo de vibrar da estrutura .....	54
Figura 35 – 7º modo de vibrar da estrutura .....	55
Figura 36– 8º modo de vibrar da estrutura .....	55
Figura 37 – 9º modo de vibrar da estrutura .....	56
Figura 38 – 10º modo de vibrar da estrutura .....	56
Figura 39 – 11º modo de vibrar da estrutura .....	57
Figura 40 – 12º modo de vibrar da estrutura .....	57
Figura 41 – 13º modo de vibrar da estrutura .....	58
Figura 42 – 14º modo de vibrar da estrutura .....	58
Figura 43 – Gráficos comparativo dos oito primeiros modos .....	60
Figura 44 – Gráficos comparativo dos seis últimos modos .....	60
Figura 45 – Automac do experimento 1 .....	61
Figura 46 – 1º modo de vibrar da estrutura modificada .....	64
Figura 47 – 2º modo de vibrar da estrutura modificada .....	64
Figura 48 – 3º modo de vibrar da estrutura modificada .....	65
Figura 49 – 4º modo de vibrar da estrutura modificada .....	65
Figura 50 – 5º modo de vibrar da estrutura modificada .....	66
Figura 51 – 6º modo de vibrar da estrutura modificada .....	66
Figura 52 – 7º modo de vibrar da estrutura modificada .....	67
Figura 53 – 8º modo de vibrar da estrutura modificada .....	67
Figura 54 – 9º modo de vibrar da estrutura modificada .....	68
Figura 55 – 10º modo de vibrar da estrutura modificada .....	68
Figura 56 – 11º modo de vibrar da estrutura modificada .....	69
Figura 57 – 12º modo de vibrar da estrutura modificada .....	69
Figura 58 – 13º modo de vibrar da estrutura modificada .....	70
Figura 59 – 14º modo de vibrar da estrutura modificada .....	70
Figura 60 – Automac da estrutura modificada .....	71
Figura 61 – Variação das FRFs do ponto 112 x .....	72
Figura 62 – Variação das FRFs do ponto 112 z .....	73

Figura 63 – Variação das FRFs do ponto 101 z .....	73
Figura 64 – Variação das FRFs do ponto 111 z .....	74
Figura 65 – Correlação da variação das FRFs do ponto 111 z com a tabela Comparativa de resultados experimentais de diversos laboratórios.....	75

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo da instalação da instrumentação .....	40
Tabela 2 – Tabela das propriedades do modelo de elementos finitos .....	45
Tabela 3 – Tabela comparativa dos resultados experimentais e teóricos .....	51
Tabela 4 – Tabela comparativa dos resultados experimentais de diversos laboratórios .....	59
Tabela 5 – Tabela comparativa das frequências naturais da estrutura modificada experimental e teórico .....	63
Tabela 6 – Tabela comparativa dos parâmetros modais dos torques de 1 N.m a 15 N.m .....	76
Tabela 7 – Tabela comparativa dos parâmetros modais dos torques de 20 N.m a 35 N.m ....	77

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Função de Resposta em Frequência
GARTEUR	Group for Aeronautical Research and Technology in Europe
GVT	Ground Vibration Test
IAE	Instituto de Aeronáutica e Espaço
ITA	Instituto Tecnológico da Aeronáutica
LEVI	Laboratório de Ensaios de Vibração
MDOF	Múltiplos Graus de Liberdade
MIMO	Multi Input Multi Output
ONERA	Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales
SDOF	Único Grau de Liberdade
SIMO	Single Input Multi Output
SISO	Single Input Single Output
SM-AG	Structures and Materials Action Group

## LISTA DE SÍMBOLOS

$d$	amortecimento histerético e viscoso
$d_0$	amortecimento crítico histerético
$[D]$	matriz de amortecimento histerético e viscoso
$F$	força
$[F]$	matriz da força
$\{f\}$	vetor força
$i$	notação de número complexo
$k$	rigidez
$[k]$	matriz de rigidez
$k_r$	rigidez modal do r-ésimo modo
$\lambda_r$	autovalor do r-ésimo modo
$[\lambda_r]$	matriz autovalor
$[\Psi]$	matriz forma modal
$[\Phi]$	matriz autovetores normalizados pela massa
$\phi_r$	autovetor do r-ésimo modo
$[\theta]$	Matriz autovetores de um sistema com amortecimento viscoso
$m$	massa
$[m]$	matriz de massa
$m_r$	massa modal do r-ésimo modo
$N$	número de graus de liberdade
$\eta$	coeficiente de perda do amortecimento estrutural
$\eta_r$	coeficiente de perda do amortecimento estrutural do r-ésimo modo
$\omega$	frequência [rad/s]
$\omega_r$	frequência natural do r-ésimo modo [rad/s]
$\varpi_0$	frequência natural [rad/s]
$\text{Re}$	notação de número real
$\text{Im}$	notação de número complexo
${}_r A_{jk}$	constante modal
$\zeta_e$	fator de amortecimento crítico histerético
$\xi_r$	razão de amortecimento viscoso
$x$	deslocamento
$\{x\}$	vetor deslocamento
$\dot{x}$	velocidade
$\{\dot{x}\}$	vetor velocidade
$\ddot{x}$	aceleração
$\{\ddot{x}\}$	vetor aceleração
$\alpha_{jk}$	FRF na forma de receptância
$S_r$	autovalores complexos
$\{u\}$	vetor de espaço estado



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	17
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	17
1.2	MOTIVAÇÃO.....	18
1.3	OBJETIVOS.....	19
1.4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	19
1.5	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	21
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS</b> .....	22
2.1	SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE EM VIBRAÇÃO FORÇADA ...	22
<b>2.1.1</b>	<b>Sistema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso</b> .....	22
<b>2.1.2</b>	<b>Sistema de um grau de liberdade com amortecimento estrutural</b> .....	23
2.2	SISTEMA DE VÁRIOS GRAUS DE LIBERDADE EM VIBRAÇÃO FORÇADA .....	24
<b>2.2.1</b>	<b>Sistema de vários graus de liberdade com amortecimento estrutural</b> .....	24
<b>2.2.2</b>	<b>Sistema de vários graus de liberdade com amortecimento viscoso</b> .....	26
2.3	REPRESENTAÇÃO E PROPRIEDADES DA FRF .....	27
2.4	MÉTODOS DE IDENTIFICAÇÃO.....	29
2.5	AUTOMAC .....	30
2.6	CONFIGURAÇÃO DE ENSAIO .....	30
2.7	PREPARAÇÃO DA ESTRUTURA .....	33
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	35
3.1	ESTRUTURA GARTEUR SM-AG-19 .....	35
3.2	PREPARAÇÃO DA ESTRUTURA GARTEUR SM-AG-19 .....	36
<b>3.2.1</b>	<b>Montagem da estrutura</b> .....	37
<b>3.2.2</b>	<b>Discretização da Estrutura</b> .....	38
<b>3.2.3</b>	<b>Sistema de suspensão</b> .....	41
3.3	MODELO DE ELEMENTOS FINITOS .....	43
3.4	PREPARAÇÃO DOS EXPERIMENTOS .....	45
<b>3.4.1</b>	<b>Experimento 1</b> .....	45
<b>3.4.2</b>	<b>Experimento 2</b> .....	48
<b>3.4.3</b>	<b>Experimento 3</b> .....	50
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	51
4.1	RESULTADOS E DISCUSSÕES DO EXPERIMENTO 1 .....	51

4.2	RESULTADOS E DISCUSSÕES DO EXPERIMENTO 2.....	63
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES DO EXPERIMENTO 3.....	73
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>78</b>
5.1	TRABALHOS FUTUROS.....	78
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>79</b>
	<b>APÊNDICES .....</b>	<b>82</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>84</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O estudo da dinâmica de estruturas é importante para se entender os vários fenômenos vibratórios em estruturas, como automóveis, aeronaves, foguetes e outros. A análise modal é uma das mais importantes técnicas, dentro da dinâmica de estruturas, pois com ela pode-se obter os parâmetros que caracterizam uma estrutura, a saber: frequências naturais, formas modais e amortecimentos modais. Com estes parâmetros pode-se prever o comportamento dinâmico da estrutura quando ela estiver em operação. Pode-se prever também, a interação da estrutura com outros componentes, como por exemplo, a modificação causada pela instalação de um armamento utilizado em uma aeronave de combate.

No campo da aeronáutica os ensaios modais de estruturas são denominados Ground Vibration Test (GVT), os quais possuem um importante papel na certificação de novas aeronaves ou quando a mesma sofre alguma modificação.

Na Força Aérea Brasileira, o órgão responsável para executar GVT é o Laboratório de Ensaios de Vibração (LEVI) da Divisão de Integração e Ensaios (AIE) do Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE). Esta pesquisa foi realizada neste laboratório que possui as facilidades para a execução de GVT.

Para a realização de um GVT, é imperativo que o laboratório incumbido desta atividade possua um sistema de medição confiável, assim como uma boa metodologia de realização de ensaios deste tipo, para poder extrair os parâmetros modais de forma apropriada.

Uma forma de checar a confiabilidade de sistemas de medição, assim como os parâmetros modais extraídos em GVT, foi proposta pelo Structures and Materials Action Group 19 do Group for Aeronautical Research and Technology in Europe (GARTEUR), que consiste em utilizar uma estrutura comum de ensaio, construída pela Office National d'Estudes et de Recherches Aérospatiales (ONERA), França, a qual passaria por ensaios em 12 instituições no intuito de comparar os resultados e metodologias aplicadas. Tal estrutura é denominada GARTEUR SM-AG-19 e consiste em uma maquete de uma aeronave em alumínio, de componentes aparafusados (asa, leme, dorso, etc.), e possui razões de dimensões e características dinâmicas similares a de uma aeronave real.

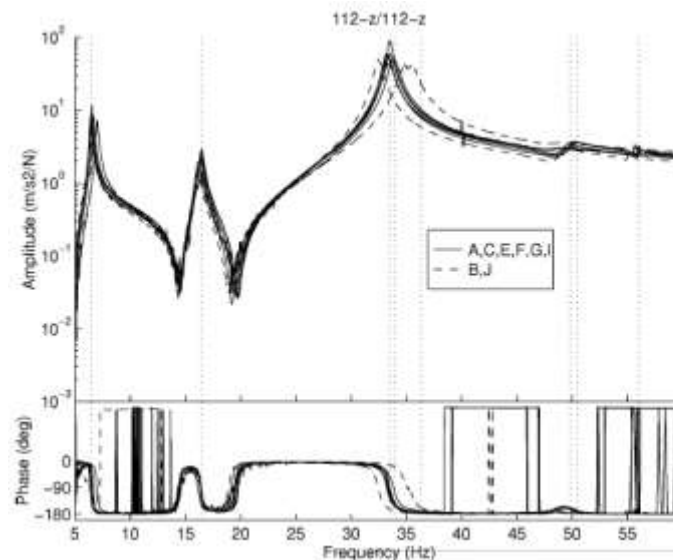
Os trabalhos desenvolvidos com base nesta estrutura foram bem disseminados na comunidade científica de forma que o Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA) construiu uma estrutura semelhante, respeitando as mesmas medidas e material empregado, para,

também, desenvolver estudos e comparar resultados. Esta pesquisa trata da continuidade e aprimoramento dos procedimentos de ensaio do modelo de aeronave GARTEUR SM-AG-19 desenvolvido no ITA.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

A implementação de um bom “*set-up*” do ensaio é muito importante na análise modal de estruturas, pois, caso contrário pode gerar resultados errôneos. Segundo Ewins (2000), a correta fixação da estrutura, bem como a correta excitação da mesma, são fatores importantes no processo de medição para se obter dados de qualidade. Ainda, de acordo com este autor, o ensaio de análise modal tem que fornecer dados confiáveis e com exatidão, pois estes serão submetidos a vários procedimentos de análise de alta complexidade e que podem ser sensíveis à qualidade dos dados adquiridos. Estudos conduzidos por Balmès e Wright (1997) comprovam que o “*set-up*” do ensaio tem influência nas curvas de Funções de Resposta em Frequência (FRFs) obtidas, como observado na Figura 1.

Figura 1 – Variação das FRFs da estrutura GARTEUR SM-AG-19 utilizando diferentes *set-up* de ensaio



Fonte: Balmès e Wright (1997).

Ainda segundo Ewins (2000), uma etapa preliminar para o processo de medição da FRF é a preparação da estrutura. Caso não se dê a devida atenção para esta etapa, toda a medição pode ser comprometida. Fatores que influenciam os resultados, no que diz respeito à preparação

da estrutura, são as condições de contorno exigidas. Outro fator importante que influencia os resultados é como a estrutura é integrada no que diz respeito aos torques utilizados nas juntas aparafusadas. De acordo com Ibrahim e Pettit (2003), o torque de juntas aparafusadas influencia no comportamento dinâmico de estruturas, pois altera a propagação da energia vibratória. Ainda conforme os mesmos autores, juntas aparafusadas sob esforços dinâmicos experimentam um alívio de tensão, ocasionando variação das propriedades dinâmicas da estrutura ao decorrer do tempo.

A motivação para o desenvolvimento deste trabalho fundamenta-se na necessidade de ter uma metodologia de ensaio aplicada a uma estrutura conhecida (GARTEUR SM-AG-19 ITA). A metodologia proposta, permite que em ensaios futuros no modelo da aeronave, os resultados sejam replicados, no intuito de avaliar a integridade do sistema de medição, levando em consideração aspectos da influência do torque na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem.

### 1.3 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivos aprimorar a metodologia para ensaio de análise modal em um modelo do aeronave em alumínio (GARTEUR SM-AG-19), criar e validar um modelo em elementos finitos refinado da estrutura em questão. E por fim estudar a influência do torque aplicado na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem com relação aos parâmetros modais da estrutura.

### 1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trabalhos pioneiros na área de análise modal ocorreram na época da 2ª Grande Guerra por volta de 1940 com o objetivo de aprimorar o desempenho e segurança de aeronaves de combate. Avanços significativos na área de análise modal ocorreram por volta dos anos 70 com o advento dos analisadores de Fourier. (SILVA; MAIA, 1999).

A literatura apresentada por Ewins (1984, 2000), fornece as bases teóricas e experimentais para a execução dos diversos ensaios de análise modal experimental.

He e Fu (2001) fornecem vários exemplos de análise modal experimental em estruturas reais apresentando não somente os resultados, como também a configuração dos ensaios.

Balmès e Wright (1997) realizaram estudos para verificar a eficiência e a confiabilidade de vários métodos aplicados a uma maquete aeronáutica, (estrutura GARTEUR SM-AG-19), bem como para identificar as causas de discrepâncias nas medidas dos parâmetros modais. Tais estudos foram executados com base em resultados obtidos em doze instituições envolvidas na área de análise modal em estruturas aeronáuticas. Eles concluíram que os diferentes métodos utilizados produzem resultados similares, porém para os resultados obtidos com um ano de diferença apresentaram diferenças visíveis, todavia, não souberam determinar se isso foi causado pela mudança das características da estrutura ou nas condições de teste.

No Oriente Médio Salehi e Ziaei-Rad (2007) fizeram estudos em uma estrutura que segue as mesmas especificações da GARTEUR SM-AG-19, e tiveram como objetivo comparar três métodos de excitação: aleatório, transiente e varredura senoidal, onde, no final, conseguiram uma alta correlação entre os métodos de excitação utilizados.

Os primeiros estudos desenvolvidos na América Latina sobre a estrutura GARTEUR SM-AG-19 foram feitos por Rett et al. (2010), que realizaram ensaios de análise modal em uma estrutura construída no ITA, com as mesmas dimensões e materiais que aquela anteriormente mencionada. As principais diferenças entre as duas estruturas residem no fato que os autores não aplicaram o tratamento viscoelástico e nem colaram uma tira de alumínio no topo da asa. Em razão da estrutura construída no ITA ser um pouco mais leve, foi observado uma pequena discrepância nas frequências naturais quando comparadas com os estudos de Balmès e Wright (1997).

Govers (2012) estudou a influência da desmontagem e montagem de uma estrutura que também segue as especificações gerais daquela proposta por Balmès e Wright (1997). A estrutura foi montada 130 vezes utilizando uma ferramenta de torque controlado e uma sequência de aperto de parafuso predefinida. Durante o processo de montagem e desmontagem os acelerômetros foram mantidos na mesma posição com intuito de evitar variações nos dados medidos. Dos resultados obtidos foram observados que a variação das frequências naturais dos modos compreendidos entre primeiro e o décimo quarto foi pequena.

Oliveira et al. (2013) também investigaram a estrutura construída pelo ITA. Seus objetivos eram comparar os métodos de identificação *Global "Rational Fraction Polynomial"* (GRFP) e *"Rational Fraction Polynomial"* (RFP), implementados em MATLAB®, com um método comercial. Os resultados obtidos foram satisfatórios, porém os valores das frequências naturais extraídos foram ligeiramente diferentes daqueles obtidos por Rett et al. (2010).

## 1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Neste capítulo 1, são apresentadas as condições gerais deste trabalho e em seguida, são discutidos a motivação e os objetivos. Também é exposta uma breve revisão bibliográfica com os principais trabalhos que norteiam esta pesquisa, finalizando com a estrutura da dissertação.

No capítulo 2 é apresentada uma breve discussão sobre os principais fundamentos teóricos que servem de embasamento para esta dissertação.

O capítulo 3 trata sobre os materiais e métodos empregados para a extração dos parâmetros modais, modelo de elemento finitos, e também as observações pertinentes.

No capítulo 4 são apresentados os resultados e discussões.

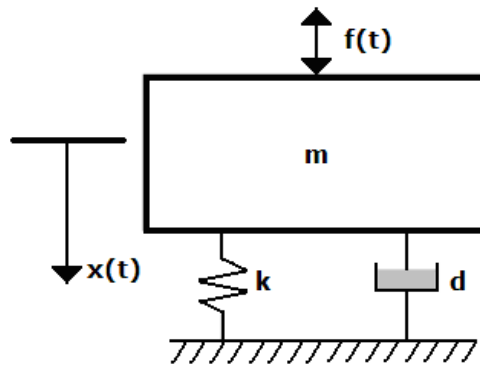
No capítulo 5 são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 2.1 SISTEMA DE UM GRAU DE LIBERDADE EM VIBRAÇÃO FORÇADA

O estudo de sistemas de um grau de liberdade (SDOF) é importante para a fundamentação dos principais parâmetros relacionados à teoria de vibração. Segundo Ewins (1984) na prática poucas estruturas podem ser modeladas com base no modelo de um grau de liberdade, no entanto sob a ótica da análise modal o comportamento dos sistemas de vários graus de liberdade (MDOF) pode ser estruturado a partir da sobreposição linear de vários sistemas de um grau de liberdade. A Figura 1 ilustra o modelo discreto de um sistema de um grau de liberdade.

Figura 2 – Sistema de um grau de liberdade (SDOF)



Fonte: Adaptado de He e Fu, 2001.

Nesta Figura,  $f(t)$  e  $x(t)$  são respectivamente a força e o deslocamento no tempo,  $m$  é a massa do sistema,  $k$  é a rigidez do sistema e  $d$  representa o amortecimento do sistema, o qual pode ser modelado como viscoso ou estrutural (histerético).

#### 2.1.1 Sistema de um grau de liberdade com amortecido viscoso

O movimento de um sistema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso submetido à vibração forçada é descrito através de uma equação diferencial linear ordinária de segunda ordem a coeficientes constantes do tipo:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = f(t) \quad (1)$$

Para obter a resposta no domínio da frequência, e, portanto, a FRF, deve-se migrar do domínio do tempo para o domínio da frequência. Para tanto, tem-se que representar a aceleração, a velocidade, a posição e a força no domínio da frequência.



Admitindo a resposta do deslocamento descrita na forma da equação (2)

$$x(t) = X e^{i\omega t} \quad (2)$$

e considerando a força de excitação descrita pela da equação (3)

$$f(t) = F e^{i\omega t} \quad (3)$$

obtem-se a equação do movimento na forma:

$$(-\omega^2 m + i\omega d + k) X e^{i\omega t} = F e^{i\omega t} \quad (4)$$

Da equação (4) obtém-se a função resposta em frequência (FRF) na forma de receptância:

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega d)} \quad (5)$$

A função resposta em frequência descrita na equação (5), expressa a razão entre o deslocamento e a força. A FRF também pode ser descrita na forma de mobilidade (razão entre a velocidade e a força), ou ainda na forma de inertância (razão entre a aceleração e a força) (MAIA; SILVA, 1997).

### 2.1.2 Sistema de um grau de liberdade com amortecimento estrutural

De acordo com Ewins (1984), o comportamento de uma estrutura real sugere que o modelo com amortecimento viscoso é limitado quando aplicado ao sistema de vários graus de liberdade, pois a perda de energia devido ao amortecimento varia com a frequência. Outro aspecto importante é que estruturas reais apresentam um grau de histerese devido às propriedades mecânicas do material e dissipam energia devido ao atrito em juntas de união. Logo, uma forma alternativa é utilizar modelos com amortecimento estrutural. A desvantagem de se utilizar amortecimento estrutural reside no fato de que não se consegue representar com rigor o sistema em vibração livre, e sua aplicação é focada no caso de vibração forçada. Neste caso a equação de movimento é descrita na forma:

$$(-\omega^2 m + k + id) X e^{i\omega t} = F e^{i\omega t} \quad (6)$$

Com base na equação (6) a função resposta em frequência na forma da receptância é descrita através da equação (7):

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(d)} = \frac{1/k}{(1 - (\omega/\varpi_0)^2 + i\eta)} \quad (7)$$

Onde:  $\varpi_0^2 = (k/m)$ ,  $\varpi_0$  é a frequência natural,  $\zeta_e = \frac{d}{d_0} = \frac{d}{2\sqrt{km}}$ ,  $d_0$  é o amortecimento crítico hysterético,  $\zeta_e$  é o fator de amortecimento crítico hysterético e  $\eta = 2\zeta_e$ .

## 2.2 O SISTEMA DE VÁRIOS GRAUS DE LIBERDADE EM VIBRAÇÃO FORÇADA

Na análise de sistemas de vários graus de liberdade (MDOF) é usual descrever os elementos das equações dinâmicas utilizando matrizes e vetores (EWINS, 1984). No processo da análise modal também é conveniente fazer analogia com os sistemas de um grau liberdade, aspecto que permite uma melhor compreensão do comportamento da dinâmica de sistemas complexos.

Os sistemas de vários graus de liberdade amortecidos podem ser modelados através de três abordagens (HE e FU, 2001): o modelo com amortecimento proporcional, o modelo com amortecimento viscoso não-proporcional e modelo com amortecimento estrutural não-proporcional. Na análise modal o modelo com amortecimento proporcional é o mais simples em razão das formas modais serem semelhantes às dos modelos dos sistemas sem amortecimento (HE e FU, 2001).

Para efeito deste estudo não são explorados todos os aspectos dos modelos modais relacionados às propriedades dos autovalores e autovetores. A formulação mais detalhada dos modelos modais são encontradas na literatura (AVITABILE, 1998; EWINS, 1984; MAIA; SILVA, 1997).

Uma vez que esta pesquisa envolve a obtenção e análise da função resposta em frequência da estrutura GARTEUR SM-AG-19, na seção seguinte é apresentada a discussão das propriedades e parâmetros relacionados à obtenção da função resposta em frequência dos sistemas de vários graus de liberdade. No escopo da análise modal experimental a função resposta em frequência é processada a partir da razão entre a resposta e a força de excitação com base na transformada rápida de Fourier (FFT). A FRF caracteriza a função de transferência domínio da frequência é mais simples que a obtenção da função de resposta ao impulso associada ao domínio do tempo (AVITABILE, 1998).

Nas seções 2.2.1 e 2.2.2, o desenvolvimento apresentado é fundamentado segundo Ewins (1984).

### 2.2.1 Sistema de vários graus de liberdade com amortecimento estrutural

Inicialmente é apresentada a discussão dos aspectos da FRF do modelo de vários de liberdade com amortecimento estrutural visto que do ponto de vista algébrico este é mais simples (MENDONÇA, 2007).

A equação geral de movimento para o sistema MDOF com amortecimento estrutural sob excitação harmônica é da forma:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} + i[D]\{x\} = \{f\} \quad (8)$$

Onde  $[M]$ ,  $[K]$  e  $[D]$  são respectivamente as matrizes de massa, de rigidez e amortecimento, as quais são de ordem  $N \times N$ . Os vetores de ordem  $N \times 1$   $\{x\}$  e  $\{f\}$  representam as grandezas de deslocamento no tempo e força no tempo.

Considerando a solução da equação (8) na forma:

$$\{x\} = \{X\}e^{i\lambda t} \quad (9)$$

Onde o autovalor  $\lambda$ , pode ser complexo. Substituindo (9) em (8) a solução da equação de movimento pode ser obtida utilizando o princípio da superposição modal, de forma que os resultados são apresentados na forma de duas matrizes complexas, uma dos autovalores e a outra dos autovetores.

Os autovalores do sistema são dados na forma:

$$\lambda_r = \pm \omega_r \sqrt{1 + \eta_r} \quad (10)$$

onde  $\omega_r$  é a frequência natural e  $\eta_r$  é o fator de perda do amortecimento estrutural do  $r$ -ésimo modo.

As matrizes de massa e rigidez são diagonalizadas através dos autovetores não normalizados:

$$[\psi]^T [M] [\psi] = [m_r] \quad (11)$$

$$[\psi]^T [K + iD] [\psi] = [k_r] \quad (12)$$

onde:  $m_r$  e  $k_r$  são as massas modais e rigidezes modais, do  $r$ -ésimo modo de vibrar, respectivamente. Com  $m_r$  e  $k_r$  obtém-se o autovalor através da equação (13):

$$\lambda_r^2 = \frac{k_r}{m_r} \quad (13)$$

Os autovetores normalizados pela massa, podem ser obtidos a partir dos autovetores não normalizados  $\{\psi\}_r$ , através da equação (14):

$$\{\phi\}_r = (m_r)^{-1/2} \{\psi\}_r \quad (14)$$

Com base na equação (8), considerando  $\{x\} = \{X\}e^{i\omega t}$  e  $\{f\} = \{F\}e^{i\omega t}$ , pode ser demonstrado que:

$$\{X\} = ([K] + i[D] - \omega^2[M])^{-1}\{F\} = [\alpha(\omega)]\{F\} \quad (15)$$

Da equação, (15) a rigidez dinâmica é obtida de acordo com a equação (16):

$$([K] + i[D] - \omega^2[M]) = [\alpha(\omega)]^{-1} \quad (16)$$

Com a matriz dos autovetores normalizada pela massa  $[\Phi]$  e aplicando as propriedades algébricas da formulação modal obtém-se a equação (17):

$$[\Phi]^T ([K] + i[D] - \omega^2[M])[\Phi] = [\Phi]^T [\alpha(\omega)]^{-1} [\Phi] \quad (17)$$

A matriz FRF da receptância pode ser obtida a partir da equação (17) :

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi][(\lambda_r^2 - \omega^2)]^{-1}[\Phi]^T \quad (18)$$

A matriz FRF da receptância  $[\alpha(\omega)]$  é simétrica e o princípio da reciprocidade é válido, de modo que  $\alpha_{jk} = \alpha_{kj}$ .

Com base na equação (18) é possível analisar os elementos  $\alpha_{jk}(\omega)$  da FRF de forma individual. A FRF também pode ser escrita na forma de um somatório conforme a equação (19),

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega_r^2} \quad (19)$$

onde a constante modal relacionada às formas modais (ou resíduos) é dada por:

$${}_r A_{jk} = \phi_{jr} \phi_{kr} \quad (20)$$

### 2.2.2 Sistema de vários graus de liberdade com amortecimento viscoso

A equação geral do movimento do sistema MDOF com amortecimento viscoso é descrita na forma:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [D]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (21)$$

Considerando as componentes harmônicas da resposta  $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$  e da força  $\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t}$ , a equação da resposta do sistema devido a vibração forçada é obtida como segue:

$$\{X\} = ([K] - \omega^2[M] + i\omega[D])^{-1}\{F\} \quad (22)$$

Definindo um vetor de coordenadas  $\{u\}$  de ordem  $2N \times 1$  que contém o deslocamento  $\{x\}$  e a velocidade  $\{\dot{x}\}$ :

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix} \quad (23)$$

Considerando a equação (24) do movimento do sistema associada à resposta livre:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [D]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (24)$$

e substituindo o vetor  $\{u\}$  na equação (24), obtém-se a equação na forma do espaço de estado:

$$\begin{bmatrix} [D] & [M] \\ [M] & [0] \end{bmatrix} \{\dot{u}\} + \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & -[M] \end{bmatrix} \{u\} = \{0\} \quad (25)$$

A equação (25) pode ser expressa em sua forma padrão do problema de autovalor:

$$[A]\{\dot{u}\} + [B]\{u\} = \{0\} \quad (26)$$

Adotando a solução do tipo:

$$\{u\} = \{U\}e^{st} \quad (27)$$

São obtidos  $2N$  autovalores complexos  $S_r$  e  $2N$  autovetores do sistema  $\{\theta\}_r$  que juntos satisfazem a equação geral:

$$(s_r[A] + [B])\{\theta\}_r = \{0\}; \quad r = 1, 2, N \quad (28)$$

Os autovalores e autovetores aparecem em pares complexo conjugados, possuindo propriedades ortogonais descritas abaixo:

$$[\theta]^T[A][\theta] = [a_r] \quad (29)$$

$$[\theta]^T[B][\theta] = [b_r] \quad (30)$$

Sendo  $[\theta]$  a matriz de autovetores para sistema com múltiplos graus de liberdade com amortecimento viscoso.

Expressando o vetor força no novo sistema de coordenadas, tem-se:

$$\{P\}_{2N \times 1} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (31)$$

Admitindo uma resposta harmônica e adotando procedimentos algébricos semelhantes ao da seção 2.2.1, pode ser demonstrado que a receptância  $\alpha_{jk}(\omega)$ , definida como a resposta de deslocamento em  $j$  devido a uma força de excitação em  $k$  é dada por:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr}\phi_{kr}}{i\omega - s_r} \quad (32)$$

Na equação da receptância,  $S_r$  são os polos associados às frequências naturais e aos amortecimento e os produtos  $\phi_{jr}\phi_{kr}$  correspondem aos resíduos relacionados aos autovetores.

Sendo  ${}_r A_{jk} = \phi_{jr}\phi_{kr}$  e considerando que os autovalores e os autovetores ocorrem em pares complexo conjugados, a equação (32) pode ser escrita na forma:

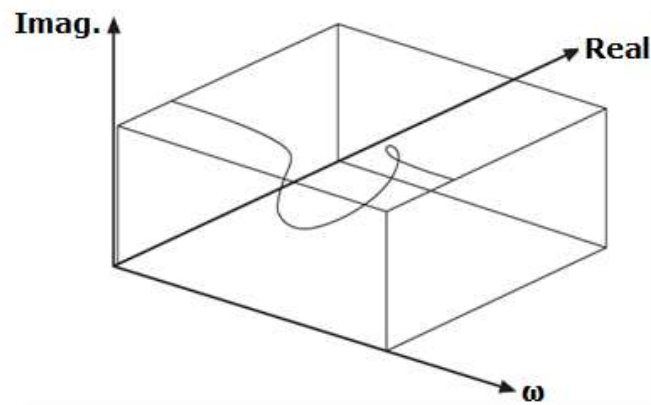
$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left( \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_r \xi_r + i(\omega - \omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2})} + \frac{{}_r A_{jk}^*}{\omega_r \xi_r + i(\omega - \omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2})} \right) \quad (33)$$

### 2.3 REPRESENTAÇÃO E PROPRIEDADES DA FRF

A vantagem de representar os dados na forma de FRF, reside no fato que se pode inferir rapidamente sobre as principais características modais de estruturas, como por exemplo, as frequências naturais, os níveis de amortecimento e as formas modais.

A rigor como a função resposta em frequência é definida no plano complexo, sua representação requer três eixos, que são relacionados a parte real, a parte imaginária e à frequência (MAIA; SILVA, 1997). A figura 3 ilustra um exemplo da representação espacial da FRF.

Figura 3 – Representação espacial da FRF com um grau de liberdade

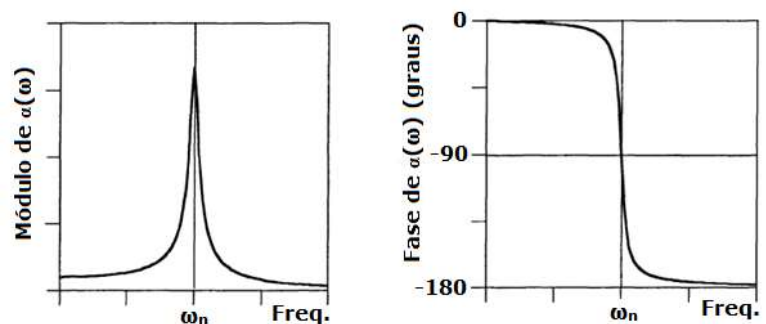


Fonte: Adaptado de He e Fu, 2001, p. 82

Do ponto de vista prático a representação espacial da FRF não é usual.

As formas mais comuns de representar a FRF são através de gráficos bidimensionais, tais como: diagrama de Bode que é representado por dois gráficos, um do módulo da FRF em função da frequência e outro da fase em função da frequência, conforme ilustrado na Figura 4.

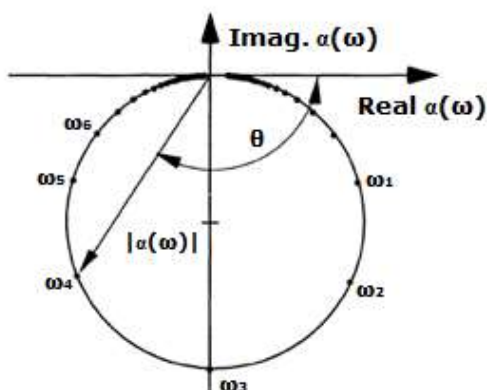
Figura 4 – Diagrama de Bode da receptância para um sistema com um grau de liberdade



Fonte: Adaptado de Silva e Maia, 1999, p. 13

A função de resposta em frequência também pode ser descrita através de um gráfico bidimensional denominado diagrama de Nyquist, onde o eixo vertical corresponde a parte imaginária da FRF e o eixo horizontal corresponde a sua parte real, conforme ilustra a Figura 5.

Figura 5 – Diagrama de Nyquist da receptância de um sistema com um grau de liberdade



Fonte: Adaptado de Silva e Maia, 1999, p. 13

A FRF também pode ser representada na forma bidimensional através dos gráficos da parte imaginária em função da frequência e parte real em função da frequência. Esta forma de representação é apropriada para avaliar a forma modal de um dado elemento estrutural (AVITABILE, 1999).

## 2.4 MÉTODOS DE IDENTIFICAÇÃO

As técnicas de identificação modal de sistemas de vários graus de liberdade podem ser divididas em duas classes, a identificação modo a modo e identificação multimodos (global) (MAIA; SILVA, 1997; MENDONÇA, 2007). As técnicas de identificação modo a modo aplicada a identificação dos parâmetros modais de sistemas MDOF é fundamentada no princípio da superposição modal, onde a função resposta em frequência de um sistema de vários graus de liberdade pode ser decomposta em gráficos de FRF correspondentes a modos isolados de sistemas de grau de liberdade com frequências distintas. Estes métodos operam de forma satisfatória para sistemas de vários graus de liberdade que apresentam FRF com frequências ressonâncias que não sejam próximas umas das outras.

Nos métodos de identificação multimodos a obtenção dos parâmetros modais é efetuada de forma simultânea para os vários modos de uma dada estrutura MDOF. Estes métodos, que apresentam formulação matemática complexa, são abordados em Maia e Silva (1997). Várias

técnicas de identificação multimodos são encontrados nos sistemas de processamento de sinais comerciais tais como: Brüel&Kjaer PULSE Reflex™ e SIEMENS TestLab.

No processo da análise modal da estrutura GARTEUR SM-AG-19 foi utilizado o método de identificação multimodo “*Rational Fraction Polynomial-Z*” (RICHARDSON; FORMENTI, 1982; OLIVEIRA et al., 2013) que acompanha o programa de aquisição e tratamento de dados PULSE Reflex™ da empresa Brüel&Kjaer. Em razão da complexidade matemática a fundamentação deste método não é tratado nesta pesquisa.

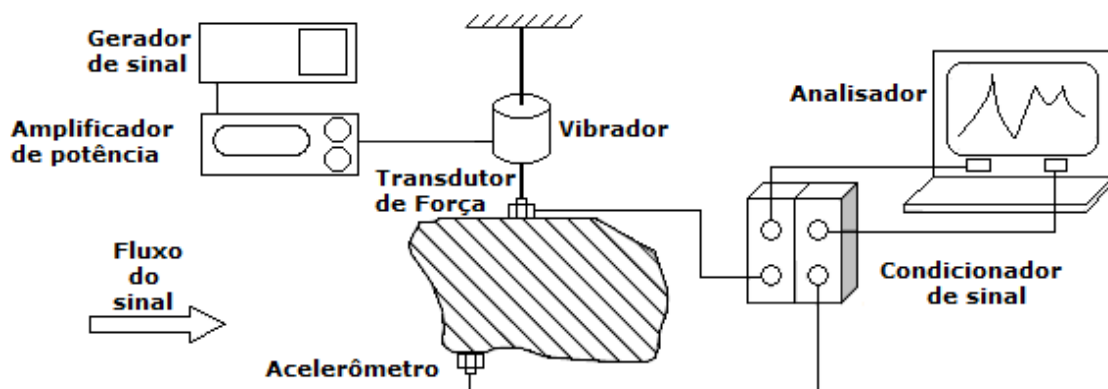
## 2.5 AUTOMAC

A função do Automac (*modal assurance criteria*) permite verificar a ortogonalidade dos autovetores da estrutura em análise. A função Automac ideal deve apresentar os elementos da diagonal principal igual a 1 indicando 100% de correlação e os elementos fora da diagonal na principal igual a zero.

## 2.6 CONFIGURAÇÃO DE ENSAIO

A configuração típica (*test set-up*) de ensaio aplicada à análise modal deve possuir os seguintes elementos: sistema de excitação, sistema de medição e coleta de dados e sistema de processamento de sinais, conforme ilustrado na Figura 6.

Figura 6 – Típico “*test set-up*” de ensaio de análise modal com apenas uma entrada e uma saída



Fonte: Adaptado de He e Fu, 2001, p. 141



A configuração de ensaio da Figura 6 apresenta os elementos básicos para ensaio de análise modal com apenas uma entrada, (transdutor de força), e uma saída, (acelerômetro). A força é gerada por um excitador, também conhecido como vibrador eletromagnético.

O mecanismo de excitação da estrutura é obtido através do gerador de sinal. O sinal de excitação pode ser do tipo: senoidal, periódico complexo, aleatório ou transiente.

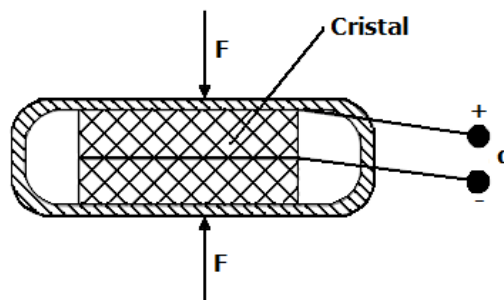
O sinal da saída do gerador é amplificado pelo amplificador de potência cuja a saída alimenta um vibrador.

A função do vibrador é excitar a estrutura e o tipo mais comum utilizado em análise modal é o vibrador eletromagnético (EWINS, 1984). A frequência e a amplitude de excitação dos vibradores eletromagnéticos são controladas separadamente, o que permite maior flexibilidade. A desvantagens deste dispositivo reside no fato de ser difícil de controlar e medir a força aplicada. O aspecto que limita a avaliação da força no vibrador eletromagnético é a alta impedância das bobinas (EWINS, 1984).

Para a conectar a estrutura ao vibrador é utilizado um “*stinger*”, que idealmente deve transmitir a vibração em somente uma direção (direção de excitação do ensaio) e possuir flexibilidade em todas as outras direções.

Para monitorar o sinal de entrada (excitação) é utilizado um transdutor de força. Nos ensaios de análise modal o transdutor de força comumente utilizado é o transdutor piezelétrico (Figura 7), onde a força transmitida sobre um cristal gera uma carga correspondente  $q$  proporcional a força  $F$ .

Figura 7 – Transdutor de força



Fonte: Adaptado de He e Fu, 2001, p. 145

Nos ensaios de análise modal normalmente os sinais de resposta da estrutura são monitorados através de acelerômetros. As grandezas de deslocamento e velocidade, também aplicadas a análise modal, podem ser obtidas de forma indireta por sistemas de integração

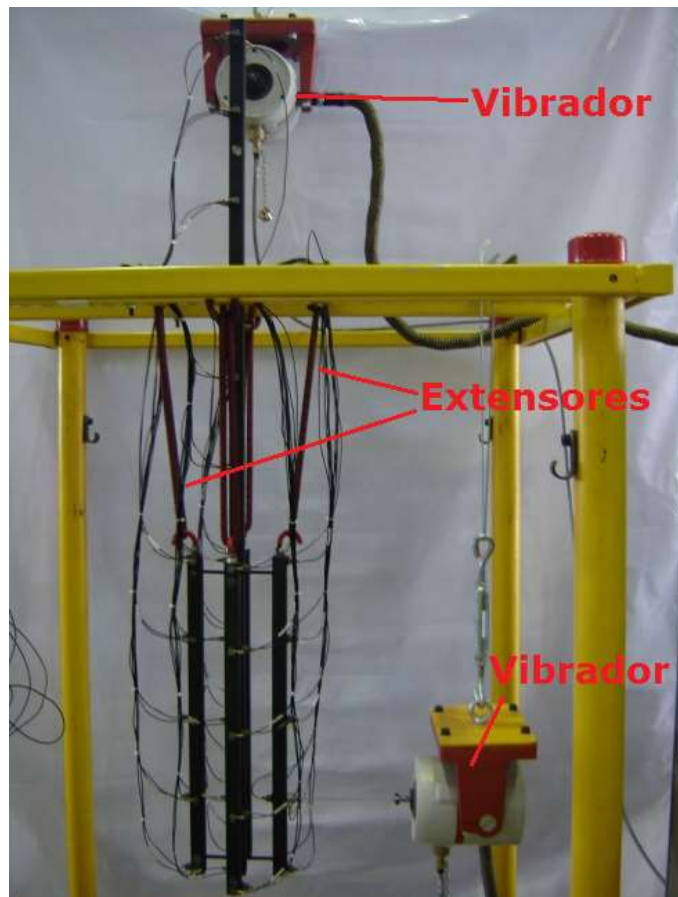
embutidos no sistema de condicionamento de sinais ou através de programas computacionais de processamento de sinais.

A função do condicionador de sinais é amplificar o sinal gerado no transdutor, visando otimizar a relação sinal ruído. A escolha do condicionador depende do tipo do transdutor. Na atualidade, o gerador e condicionador de sinais são embutidos em um único “*hardware*” comercial.

A função do analisador é processar os vários sinais dos transdutores a fim de verificar a magnitude das forças de excitação e de resposta e obter as FRFs.

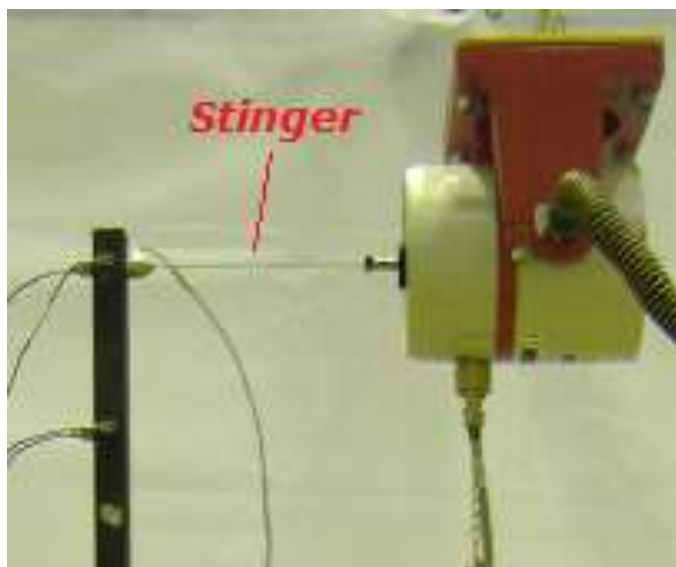
A Figura 8 ilustra uma configuração de ensaio de análise modal de várias entradas e várias saídas (*Multiple Input Multiple Output - MIMO*) de uma estrutura de vigas. Outras configurações de ensaio podem incluir: uma entrada e uma saída (*Single Input Single Output - SISO*), uma entrada e várias saídas (*Single Input Multiple Output - SIMO*).

Figura 8 – Exemplo de utilização de dois vibradores eletromagnéticos



Conforme a configuração de ensaio da Figura 8 o mecanismo de excitação da estrutura é realizado por dois vibradores eletromagnéticos, os quais são conectados a estrutura através de um “*stinger*” e do transdutor de força. A Figura 9 mostra um detalhe do sistema de fixação do excitador a estrutura.

Figura 9 – Detalhe do “*Stinger*” utilizado em ensaios de análise modal



Fonte: Adaptado de Moreira et. al., 2006

Nos procedimentos de ensaio precauções devem ser tomadas no sentido de minimizar os efeitos de excitações indesejadas, de modo a garantir que a função de resposta em frequência  $\alpha_{jk}(\omega)$  represente somente a influência da excitação em uma única direção (EWINS, 1984).

## 2.7 PREPARAÇÃO DA ESTRUTURA

Segundo Ewins (2000), uma etapa preliminar para o processo de medição da FRF é a preparação da estrutura. Caso não se dê a devida atenção para esta etapa, toda a medição pode ser comprometida.

Nesta etapa, deve-se decidir em qual a condição a estrutura será ensaiada. Existem duas opções de ensaio, a primeira é a condição livre-livre e a segunda é fixa ao solo.

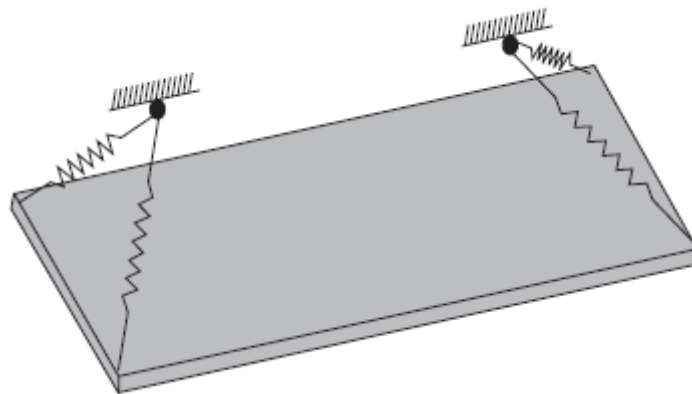
Entende-se como suporte livre-livre a estrutura que é suspensa livremente no espaço. Nesta condição, a estrutura irá exibir modos de corpo rígido, que é determinado somente pela sua massa e suas propriedades inerciais.

De acordo com Ewins (2000), na prática não é possível um sistema de suspensão que caracterize a condição ideal de suporte livre-livre, porém uma condição próxima a ideal pode ser obtida utilizando elementos elásticos de baixa rigidez como os elementos de suspensão.

Deve-se atentar para que o sistema de suspensão não influencie na medição da estrutura. Segundo Ewins (2000) a frequência do sistema de suspensão deve ficar abaixo de dez a vinte por cento da primeira frequência natural da estrutura.

A Figura 10 apresenta uma ilustração de uma placa plana na condição livre-livre.

Figura 10 – Esquema de uma placa plana na condição livre-livre



Fonte: He e Fu, 2001, p. 146

Outra forma de se evitar a interferência do sistema de suspensão na medição é suspender a estrutura pelos nós dos modos de vibrar ou quando não for possível, deve-se suspender a estrutura o mais próximo possível deles.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção serão abordados os materiais utilizados e os métodos empregados para a execução dos objetivos desta pesquisa.

#### 3.1 ESTRUTURA GARTEUR SM-AG-19

A Figura 11 ilustra a estrutura ensaiada no LEVI do IAE. As principais características da estrutura são: possui um grupo de três modos bem próximos um do outro para impor uma dificuldade na identificação dos mesmos, uma junta aparafusada para facilitar o transporte e eliminar (ou diminuir) a variabilidade da montagem, uma massa compreendida entre 50 kg e 100 kg, dimensões de 2m x 2m e, uma resposta dinâmica típica de aeronaves (BALMÈS; WRIGHT, 1997). Ela é toda fabricada em alumínio e suas juntas são aparafusadas por parafusos de aço inoxidável. O desenho de fabricação da estrutura se encontra no anexo A.

Figura 11 – Estrutura GARTEUR SM-AG-19

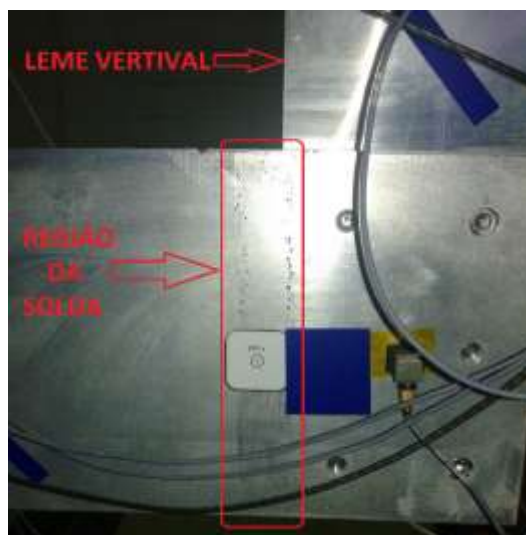


Fonte: Autoria própria.

A fabricação da estrutura segue, praticamente, as mesmas especificações da estrutura utilizada nos estudos de Balmès e Wright (1997). A única alteração na fabricação ocorreu na usinagem do encaixe do leme vertical. Nesta estrutura o encaixe foi usinado na forma de um degrau e depois a aba que fecha o encaixe foi soldada. Já na estrutura utilizada por aqueles

pesquisadores, o rasgo de encaixe do leme vertical foi feito somente através de usinagem. A Figura 12 ilustra a região da solda do encaixe do leme vertical.

Figura 12 – Detalhe da solda do encaixe do leme vertical



Fonte: Autoria própria.

### 3.2 PREPARAÇÃO DA ESTRUTURA GARTEUR SM-AG-19

A preparação da estrutura está descrita a seguir em termos da montagem, discretização da estrutura e sistema de suspensão.

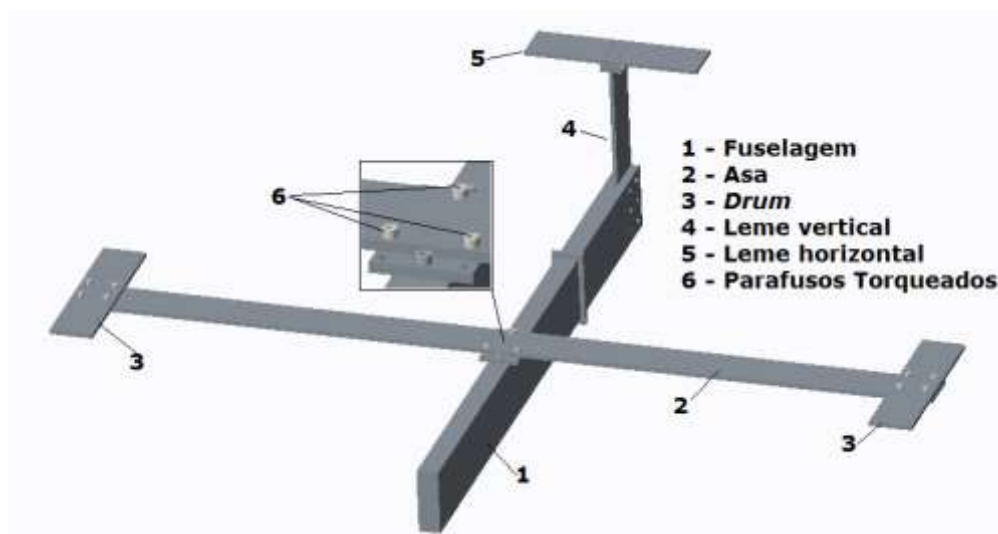
A principal alteração na preparação da estrutura comparada com os estudos feitos por Balmès e Wright (1997) se refere ao tratamento visco elástico que foi dado devido ao baixo amortecimento da estrutura. Este tratamento consiste em colar uma tira de alumínio na superfície da asa com uma fita de material visco elástico ISD 112 da 3M. Segundo os mesmos autores houve um aumento do amortecimento de 0,28% para 1,1% a 9 Hz e de 0,15% para 0,86 a 27 Hz.

Tal tratamento não foi feito neste trabalho devido a dois motivos: o primeiro consiste no fato de que a estrutura utilizada é a mesma que foi utilizada por Rett et al. (2010) e Oliveira et al. (2013), e, em ambos os trabalhos, tal tratamento não foi utilizado e, portanto, também não foi utilizado neste trabalho no intuito de tentar reproduzir as mesmas condições. O segundo, no fato de que não foram dados mais detalhes sobre a tira de alumínio e o número de camadas do material visco elástico, dificultando a reprodução exata da estrutura original.

### 3.2.1 Montagem da estrutura

A montagem da estrutura consiste na integração da asa com a fuselagem, pois os dois componentes que fazem parte da asa, denominados “*drums*”, bem como os lemes verticais e horizontais já são integrados permanentemente. Sendo assim, os únicos parafusos a serem torqueados são os da junta de união entre a asa e a fuselagem. A Figura 13 apresenta os componentes da estrutura bem como os parafusos a serem torqueados na montagem.

Figura 13 – Componentes da estrutura GARTEUR SM-AG-19



Fonte: Autoria própria.

O torque que foi definido para a junta aparafusada entre a asa e fuselagem toma como base o catálogo de parafuso marca Tellep, onde o mesmo recomenda para parafuso M8x1,25 o torque de 41 N.m, porém, por se tratar de uma junta de alumínio, foi aplicado um fator de 0,75 para não danificar a estrutura. Portanto, o torque definido para esta junta foi de 30 N.m.

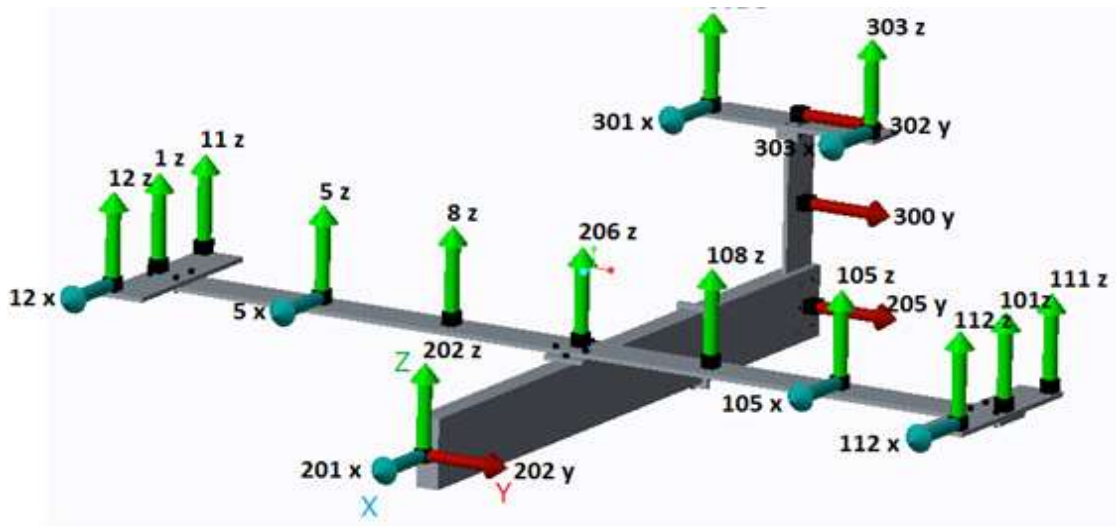
De fato, a junta aparafusada entre a asa e a fuselagem é a única que precisa ser aparafusada, uma vez que a estrutura é apresentada em duas partes.

Tal torque deve ser garantido para que os resultados entre os laboratórios possam ser comparados. Como pode ser observado nos resultados do experimento 3, se o torque for abaixo do torque aqui definido, irá causar deslocamento nas frequências naturais devido a dissipação da energia vibracional (IBRAHIM; PETTIT, 2003).

### 3.2.2 Discretização da Estrutura

A distribuição dos acelerômetros para medição das respostas dinâmicas segue o mesmo layout e nomenclatura propostos por Balmès e Wright (1997) e é apresentado na Figura 14. Tal distribuição de sensores foi copiada dos números de nós do modelo de elementos finitos quando a estrutura foi projetada, como pode ser observado na Figura 15. Foram utilizados 10 acelerômetros da marca Brüel & Kjaer modelo uniaxial 4507-B-004 e 7 acelerômetros Brüel & Kjaer modelo tri-axial 4520. As características destes acelerômetros e dos transdutores de força podem ser consultadas nos anexos C, E e D, respectivamente. Um resumo dos pontos de medição com os seus respectivos sensores de medição e coordenadas é apresentado na Tabela 1.

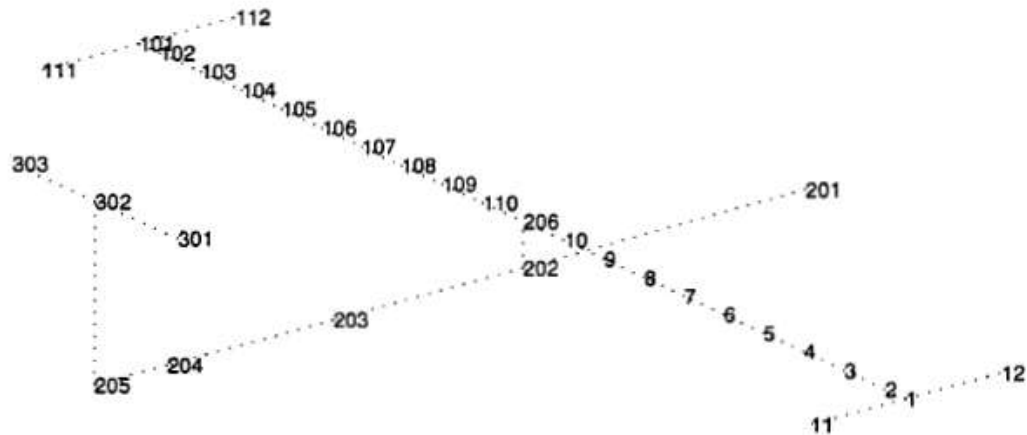
Figura 14 – Distribuição dos acelerômetros



Fonte: Autoria própria.



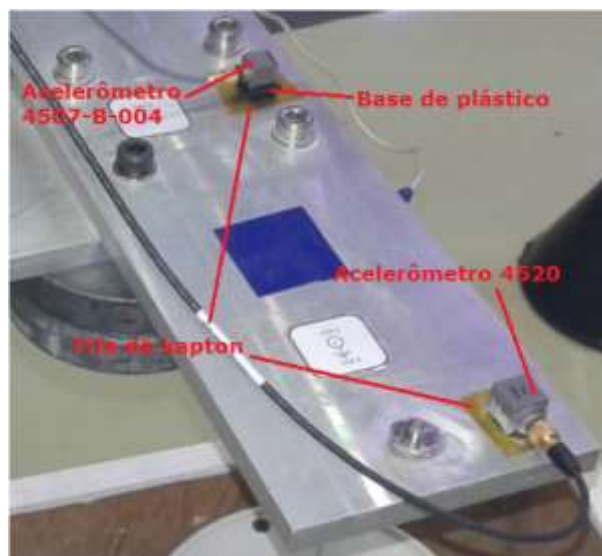
Figura 15 – Distribuição de nós do modelo de elementos finitos feito pela ONERA



Fonte: Adaptado do relatório GARTEUR SM/AG 19 TP 115, 1999, p. 16

Para medição da força foi utilizado um transdutor de força marca Endevco modelo 2311-10. Este modelo de transdutor de força possui um parafuso inserto que foi colado diretamente à estrutura através de cola de cianoacrilato. A Figura 16 apresenta um dos pontos de fixação do inserto. Após a fixação do inserto ao transdutor de força pode ser aparafusada a estrutura. O transdutor de força foi fixado em 2 pontos diferentes da estrutura denominados Força 1 para o experimento 1 e Força 2 para o experimento 2 e 3. O ponto Força 1 se localiza na ponta do “*drum*” da asa esquerda e foi utilizado para o ensaio de análise modal do experimento 1. Já o ponto Força 2 se localiza mais ao centro do “*drum*” da asa esquerda, na parte inferior, como pode ser visto na Figura 17.

Figura 16 – Método de fixação dos acelerômetros



Fonte: Autoria própria.

Tabela 1 – Resumo da Instalação da Instrumentação.

<b>ENTRADAS E SAÍDAS</b>			
<b>ENTRADAS</b>			
<b>PONTO</b>	<b>FABRICANTE</b>	<b>MODELO</b>	<b>COORDENADAS</b>
FORÇA 1	Endevco	2311-10	(-425,985,180)
FORÇA 2	Endevco	2311-10	(-540,985,180)
<b>SAÍDAS</b>			
<b>PONTO</b>	<b>FABRICANTE</b>	<b>MODELO</b>	<b>COORDENANDAS</b>
201 X	Brüel&Kjaer	4520	(0,0,0)
201 Y	Brüel&Kjaer	4520	(0,0,0)
201 Z	Brüel&Kjaer	4520	(0,0,0)
205 Y	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-1450,0,0)
206 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-605,0,180)
1 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-605,-985,180)
11 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-785,-985,180)
12 X	Brüel&Kjaer	4520	(-425,-985,180)
12 Z	Brüel&Kjaer	4520	(-425,-985,180)
5 X	Brüel&Kjaer	4520	(-605,-605,180)
5Z	Brüel&Kjaer	4520	(-605,-605,180)
8 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-605,-300,180)
108 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-605,300,180)
105 X	Brüel&Kjaer	4520	(-605,605,180)
105 Z	Brüel&Kjaer	4520	(-605,605,180)
101 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-605,985,180)
111 Z	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-785,985,180)
112 X	Brüel&Kjaer	4520	(-425,985,180)
112 Z	Brüel&Kjaer	4520	(-425,985,180)
300 Y	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-1450,215,0)
301 X	Brüel&Kjaer	4520	(-1450,-185,385)
301 Z	Brüel&Kjaer	4520	(-1450,-185,385)
302 Y	Brüel&Kjaer	4507-B-004	(-1450,0,385)
303 X	Brüel&Kjaer	4520	(-1450,185,385)
303 Z	Brüel&Kjaer	4520	(-1450,185,385)

Figura 17 – Fixação do transdutor de força (Força 2)



Fonte: Autoria própria.

### 3.2.3 Sistema de suspensão

Levando em conta as considerações de Ewins (2000), foi utilizado um pórtico para suspender a estrutura. No anexo B deste trabalho são apresentados detalhes sobre o mesmo, onde são fornecidas as principais medidas. Foram utilizados como elementos de suspensão tubos de látex cirúrgico 205 de 12 mm de diâmetro externo e 8 mm de diâmetro interno. A estrutura foi suspensa por três pontos (olhais) de forma que a ligação entre os dois olhais dianteiros e pórtico é feita por seis tubos de látex (três tubos cada olhal), e para o olhal traseiro foram utilizados quatro tubos de látex, como pode ser observado na Figura 18.

Para aumentar a vida útil do tubo de látex, evitando que o mesmo se deteriore prematuramente devido a carga imposta pelo peso da estrutura, foi utilizado uma corda para suspender a estrutura e aliviar a tensão no tubo de látex entre um ensaio e outro. Tal procedimento permitiu a utilização do mesmo tubo de látex ao longo de toda a bateria de ensaios realizados sem causar nenhuma alteração nos resultados obtidos entre um longo período de tempo.

Figura 18 – Sistema de suspensão da estrutura

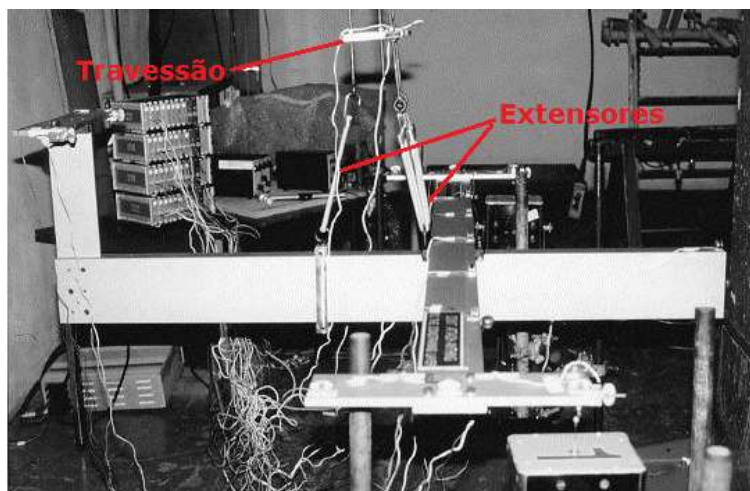


Fonte: Autoria própria.

Tal configuração de suspensão foi conseguida após algumas tentativas de manter a frequência de vibração livre da estrutura entre dez e vinte por cento da menor frequência de flexão. De acordo com Rett et al. (2010), a menor frequência de flexão é de 6 Hz. Como a frequência de vibração livre da configuração mencionada acima foi de aproximadamente 1 Hz, o sistema de suspensão, portanto atendeu às especificações de Ewins (2000).

Nos estudos conduzidos por Balmès e Wright (1997) foram utilizados extensores como elemento de suspensão (um para cada olhal de içamento da estrutura) e os mesmos foram conectados a um travessão (de comprimento igual para todos os participantes) e este, por conseguinte foi conectado a um pórtico, ficando a critério dos laboratórios participantes o comprimento do cabo de ligação entre o travessão e o pórtico, como pode ser observado na Figura 19, nesta figura não aparece o pórtico. Os laboratórios participantes da investigação da estrutura GARTEUR SM-AG-19 puderam escolher os comprimentos entre o travessão e pórtico, formando diferentes comprimentos de pêndulo, sendo que alguns optaram em fixar o travessão diretamente ao pórtico. Os resultados obtidos pelos autores mostraram que não houve uma relação substancial entre o comprimento do pêndulo e a frequência de corpo rígido, porém segundo os autores, variações nos resultados podem ser atribuídas ao sistema de suspensão, e por isso, tal sistema de suspensão não foi utilizado neste trabalho.

Figura 19 – Sistema de suspensão da estrutura Balmès e Wright (1997)



Fonte: Adaptado de Balmès e Wright, 1997

Um último aspecto que deve ser mencionado diz respeito à suspensão dos cabos dos acelerômetros e do transdutor de força. Em um primeiro ensaio os cabos foram apoiados na estrutura de ensaio e fixados com fita adesiva. Foi constatado que as frequências naturais estavam um pouco abaixo daquelas encontradas por Rett et al. (2010). Com a suspensão dos cabos com linha de nylon de monofilamento de 0,3 mm de diâmetro, os valores de frequências naturais encontrados ficaram mais próximos das obtidas pelos autores mencionados acima. A Figura 14 apresenta a forma como os cabos foram suspensos: em uma extremidade da linha de Nylon foi preso um conjunto de cabos e a outra foi fixada ao pórtico de ensaio.

### 3.3 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A importância de se criar um modelo em elementos finitos reside no fato de que com ele se pode conhecer melhor a dinâmica da estrutura, pois o mesmo fornece mais detalhes dos modos, inclusive em frequências mais altas. O modelo de elementos finitos também permite identificar modos que não tiveram sido detectados experimentalmente.

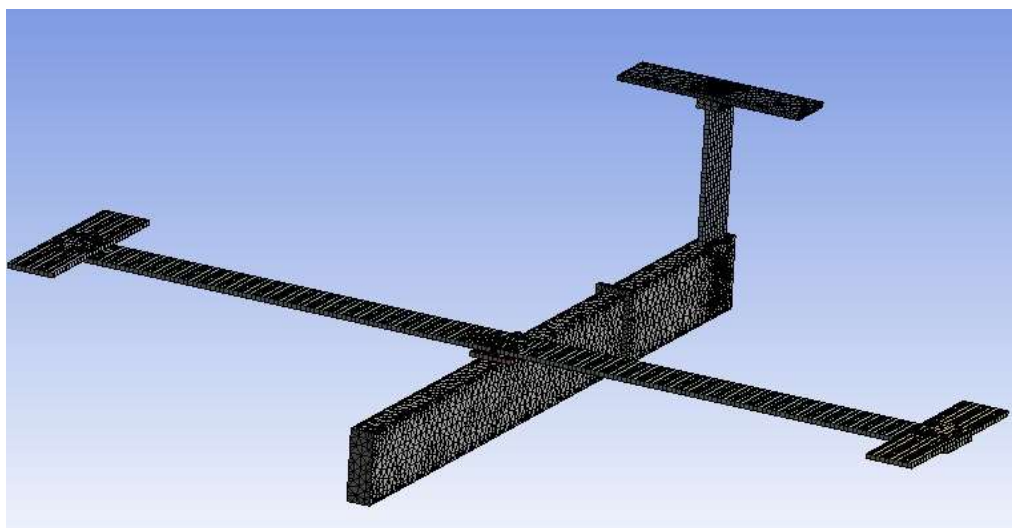
Levando em conta o que foi dito acima, foi feito um modelo de cada componente da estrutura (asa, fuselagem e lemes), utilizando o software de modelamento 3D Creo Parametric 3.0. Em seguida, utilizando o mesmo software, os componentes foram integrados, formando o modelo propriamente dito, Figura 13. Após isto, o modelo foi exportado como um sólido no formato IGES, extensão .igs, para que pudesse ser lido pelo ANSYS WORKBENCH 14.5.

Após a importação do modelo para o software de elementos finitos ANSYS WORKBENCH 14.5, foi rodada uma série de simulações de análise modal e a melhor configuração de modelo que obteve os resultados o mais próximo dos ensaios foi a que possui 78.065 nós e 29.874 elementos. A Figura 20 apresenta o modelo já com a sua malha.

Os parafusos foram modelados como cilindros, foi considerado o encaixe sextavado para a chave allen. As roscas dos parafusos e das porcas não foram modeladas para que o modelo não ficasse demasiadamente grande exigindo capacidade de processamento. Todas as superfícies de contato foram modeladas como colados. Todas as informações do modelo fornecidas pelo ANSYS WORKBENCH 14.5 são encontradas no apêndice A.

Para uma melhor adaptação do modelo, as propriedades mecânicas utilizadas também foram obtidas de forma interativa, utilizando primeiramente as propriedades mecânicas de um alumínio comum e, em seguida, fez-se pequenas alterações na massa específica e no módulo de elasticidade, com a preocupação de que estes valores ficassem entre os limites das propriedades do alumínio e suas ligas. Após uma série de simulações, as propriedades mecânicas que obtiveram os melhores resultados, os quais foram obtidos valores de frequências naturais os mais próximos dos valores medidos, são apresentadas na tabela 2. Vale ressaltar que estas propriedades mecânicas foram consideradas como isotrópicas.

Figura 20 – Malha do modelo de elementos finitos da estrutura GARTEUR SM-AG-19 utilizando o software ANSYS WORKBENCH 14.5



Fonte: Autoria própria.

Tabela 2 – Tabela das propriedades do modelo de elementos finitos.

<b>Propriedade</b>	<b>Valor</b>
Massa Específica	2.900 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Elasticidade	68 GPa
Coefficiente de Poisson	0,33
Nós	78.065
Elementos	29.874

Fonte: Autoria própria.

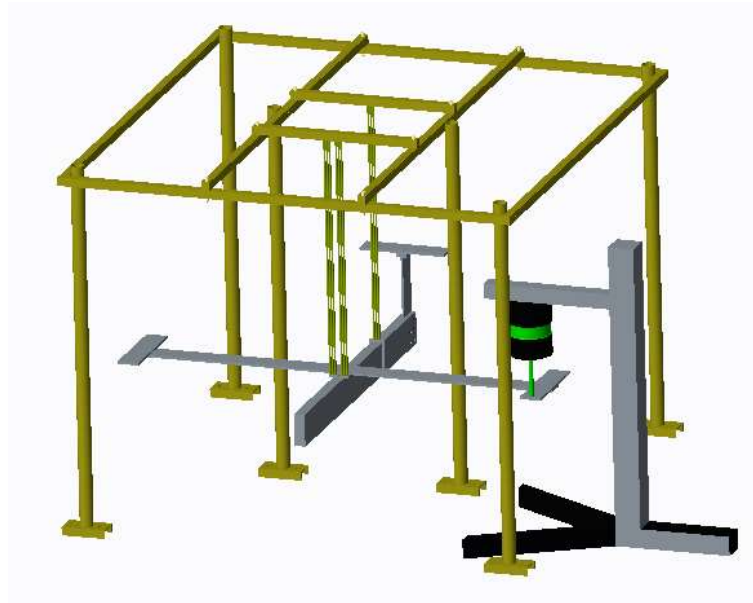
### 3.4 PREPARAÇÃO DOS EXPERIMENTOS

Neste trabalho foram executados três experimentos. O primeiro, apresentado na seção 3.4.1, consiste do ensaio de análise modal com o objetivo de extrair os parâmetros modais da estrutura GARTEUR SM-AG-19 e comparar com os resultados de estudos anteriores e obter um modelo de elementos finitos que melhor representa a estrutura e validar uma metodologia de ensaio. O segundo experimento, apresentado na seção 3.4.2, tem como objetivo validar o modelo de elementos finitos, obtido no experimento da seção 3.4.1, adicionando uma massa de valor conhecido à estrutura e ao modelo e verificar se o mesmo consegue representar o novo comportamento dinâmico da estrutura. O último experimento, experimento 3, apresentado na seção 3.4.3, consiste em um estudo da variação dos parâmetros modais relacionados a frequência natural e amortecimento quando da aplicação diferentes torques na junta aparafusada asa-fuselagem.

#### 3.4.1 Experimento 1

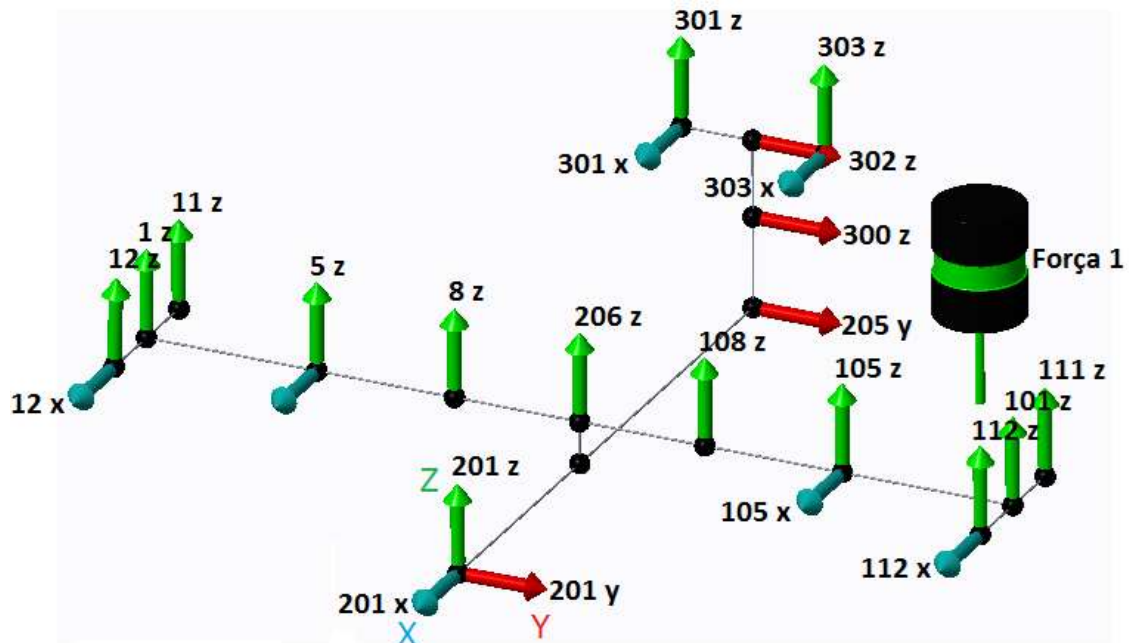
Para este experimento, ilustrado na Figura 21, a superfície da estrutura foi discretizada em 15 pontos conforme pode ser observado nas Figuras 14 e 22. A excitação de entrada foi aplicada individualmente no ponto 112 (sinal aleatório), denominado força 1, na direção z, e medido com transdutores de força Endevco modelo 2311-10, como apresentado na Tabela 1.

Figura 21 – Ilustração do experimento 1



Fonte: Autoria própria.

Figura 22 – Pontos de medição da entrada e das respostas do experimento 1



Fonte: Autoria própria.

Para prover a excitação da estrutura foi utilizado um vibrador marca LDS modelo V406, Figura 23 (a), posicionado no ponto de excitação (força 1) e alimentado por um amplificador de potência também da marca LDS modelo PA500L, Figura 23 (b). Neste experimento o vibrador foi suspenso por um suporte comercial tipo cegonha da Brüel&Kjaer modelo UA-1608



e conectado à estrutura por meio de um “*stinger*” com 3 mm de diâmetro e 20 mm de comprimento.

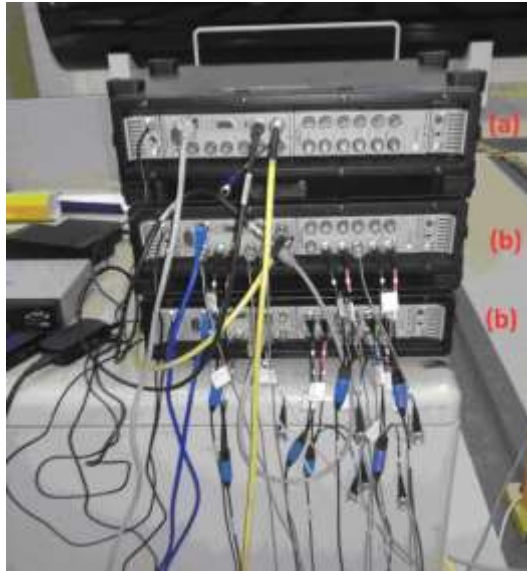
Figura 23 – (a) Vibrador LDS modelo V406 e (b) Amplificador LDS modelo PA500L



Fonte: <https://www.bksv.com/en/products/shakers-and-exciter/LDS-shaker-systems/permanent-magnet-shakers/V406> (a) (15/10/2016) e <https://www.bksv.com/en/products/shakers-and-exciter/linear-and-digital-switching-amplifiers/amplifiers-for-LDS-shakers/LDS-PA-amplifiers> (b) (15/10/2016)

Foi utilizado o sinal aleatório para excitar a estrutura e o mesmo foi provido por um módulo PULSE™ da Brüel&Kjaer modelo 3561-C de 17 canais. Nos estudos feitos por Balmès e Wright (1997) os dados de referência foram obtidos pela excitação “*step sine sweep*”. Estes resultados de referência foram obtidos pelo grupo Sopemea, França. Porém os demais participantes poderiam escolher qualquer tipo de excitação, podendo até, escolher mais de um tipo de excitação para comparação de resultados. Também foram utilizados outros dois equipamentos PULSE™ da Brüel&Kjaer modelo 3560-C de 17 canais para executar as medidas de força (entrada) e deslocamento (saída) formando assim, um sistema SIMO. A Figura 24 apresenta os módulos do PULSE™.

Figura 24 – Módulos PULSE da Brüel&Kjaer: (a) modelo 3561-C e (b) modelo 3560-C



Fonte: Autoria própria.

### 3.4.2 Experimento 2

Para executar o experimento 2 foi utilizado o mesmo “*set-up*” de ensaio empregado no experimento 1, com exceção do sentido da excitação aplicada (z-). O sentido da excitação foi alterado, pois com a adição da massa de 2,497 kg, houve um desbalanceamento na estrutura, descolando o transdutor de força. A Figura 25 apresenta a foto do ensaio do experimento 2.

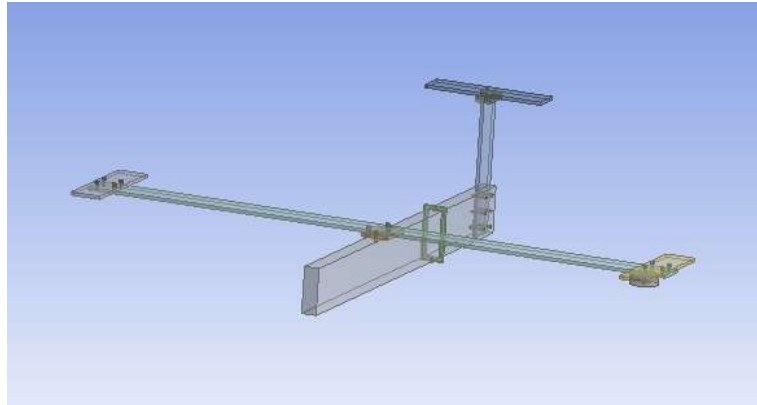
Figura 25 – Foto do experimento 2: estrutura modificada



Fonte: Autoria própria.

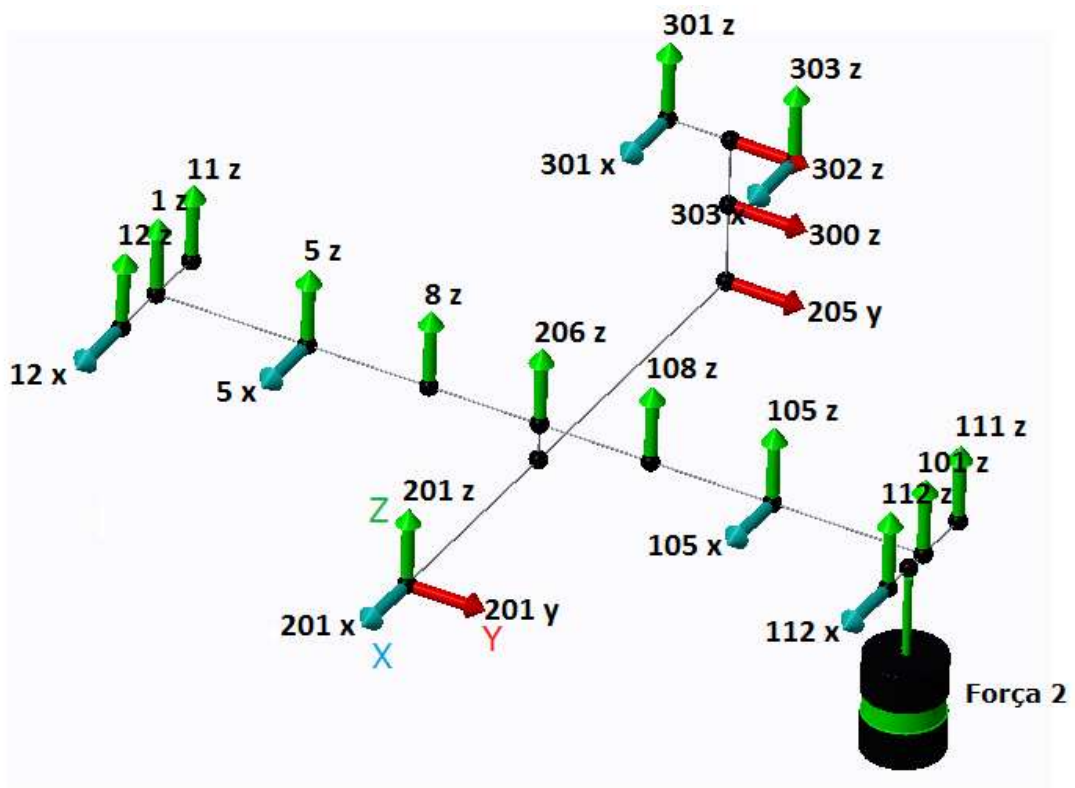
A Figura 26 ilustra o modelo em elementos finitos criado no ANSYS WORKBENCH 14.5 com a massa de 2,497 kg adicionada na ponta da asa. Já a Figura 27 ilustra os pontos de entrada e de resposta do experimento 2.

Figura 26 – Modelo de elementos finitos com adição de massa



Fonte: Autoria própria.

Figura 27 – Pontos de medição da entrada e das respostas do experimento 2

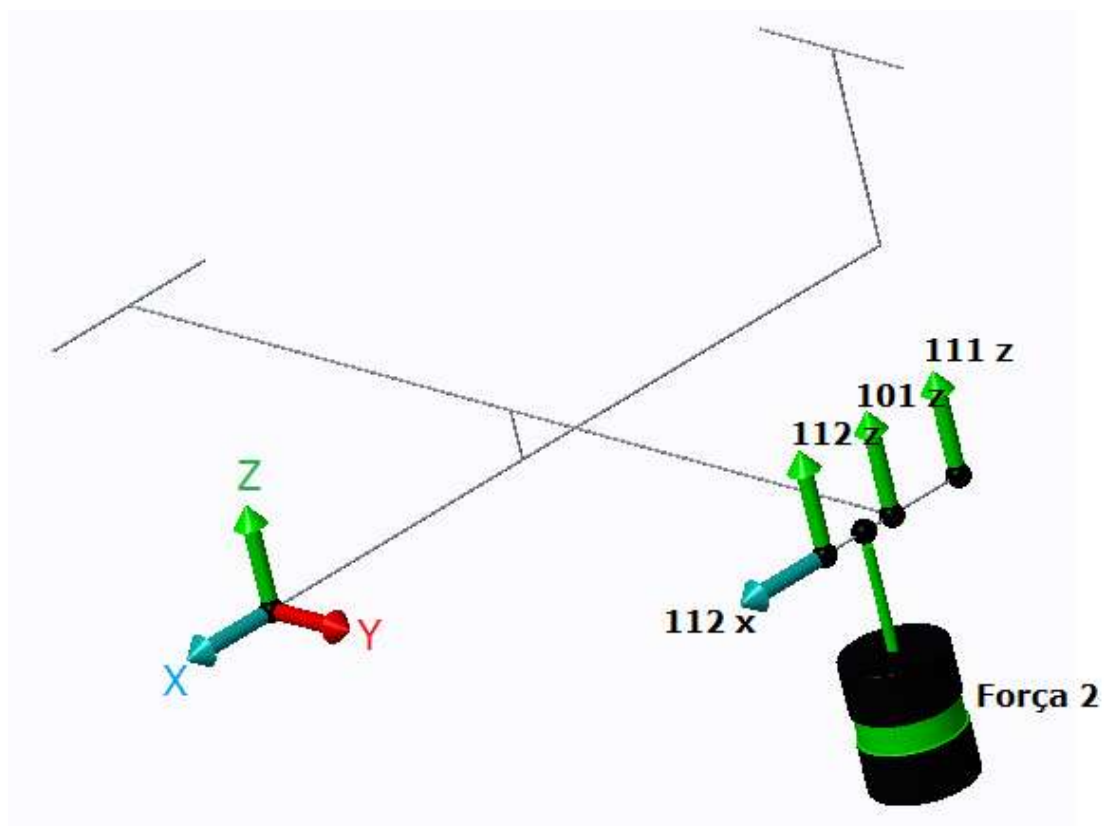


Fonte: Autoria própria.

### 3.4.3 Experimento 3

Foi utilizado o mesmo “*set-up*” de ensaio empregado no experimento 2, porém as medições executadas neste experimento foram restritas à superfície do “*drum*”, decorrente do fato que são os pontos que mais sofrem influência do torque. O mesmo foi discretizado em quatro pontos como pode ser observado na Figura 28. A excitação de entrada foi aplicada no ponto de coordenada (-540,985,180).

Figura 28 – Pontos de medição das entradas e das respostas do experimento 3



Fonte: Autoria própria.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados e as discussões dos experimentos conduzidos. Também é feita uma comparação dos resultados de outras investigações experimentais realizados com a estrutura GARTEUR SM-AG-19.

### 4.1 RESULTADOS E DISCUSSÃO DO EXPERIMENTO 1

A tabela 3 apresenta os resultados das frequências naturais obtidas experimentalmente e através do modelo de elementos finitos, bem como os fatores de amortecimento.

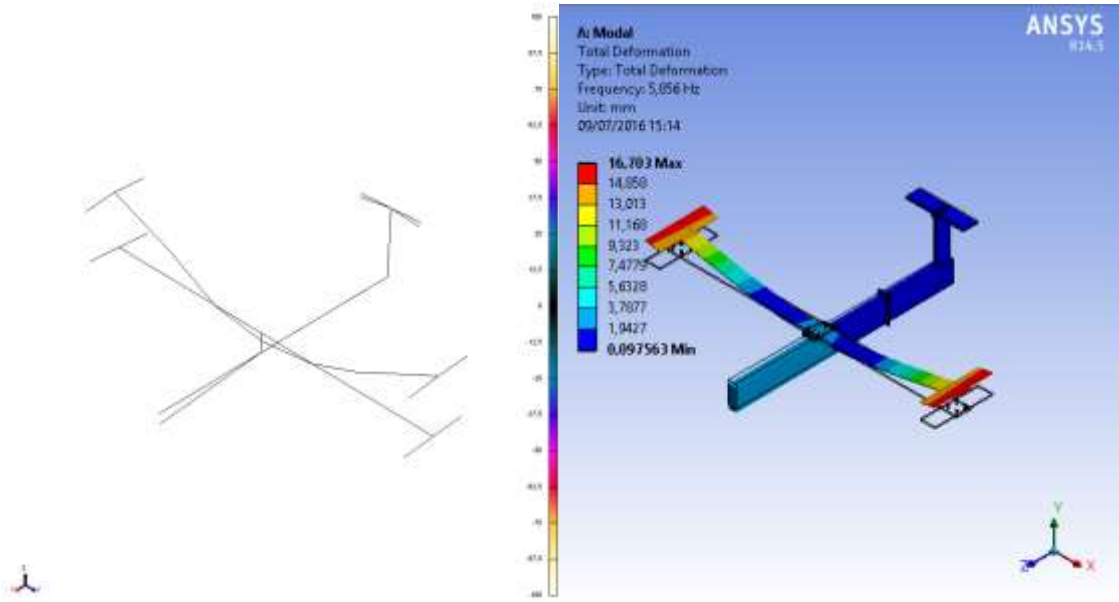
Tabela 3 – Tabela comparativa entre os resultados experimentais e teóricos.

<b>TABELA COMPARATIVA</b>				
<b>Modo n°</b>	<b>Freq. Exp. (Hz)</b>	<b>Freq. Elem. (Hz)</b>	<b>Diferença (%)</b>	<b>Amort. (%)</b>
1	5,95	5,86	1,51	1,19
2	15,72	16,36	4,07	0,29
3	35,69	36,49	2,24	0,24
4	37,55	38,55	2,66	0,23
5	38,29	38,59	0,78	0,28
6	47,13	45,48	3,5	0,16
7	50,19	50,53	0,68	0,37
8	55,10	54,42	1,23	0,15
9	63,10	63,06	0,08	0,21
10	69,24	73,05	5,5	0,10
11	104,99	103,51	1,41	0,17
12	131,38	130,68	0,53	0,17
13	139,25	134,49	3,42	0,10
14	149,72	149,70	0,01	0,19

Fonte: Autoria própria.

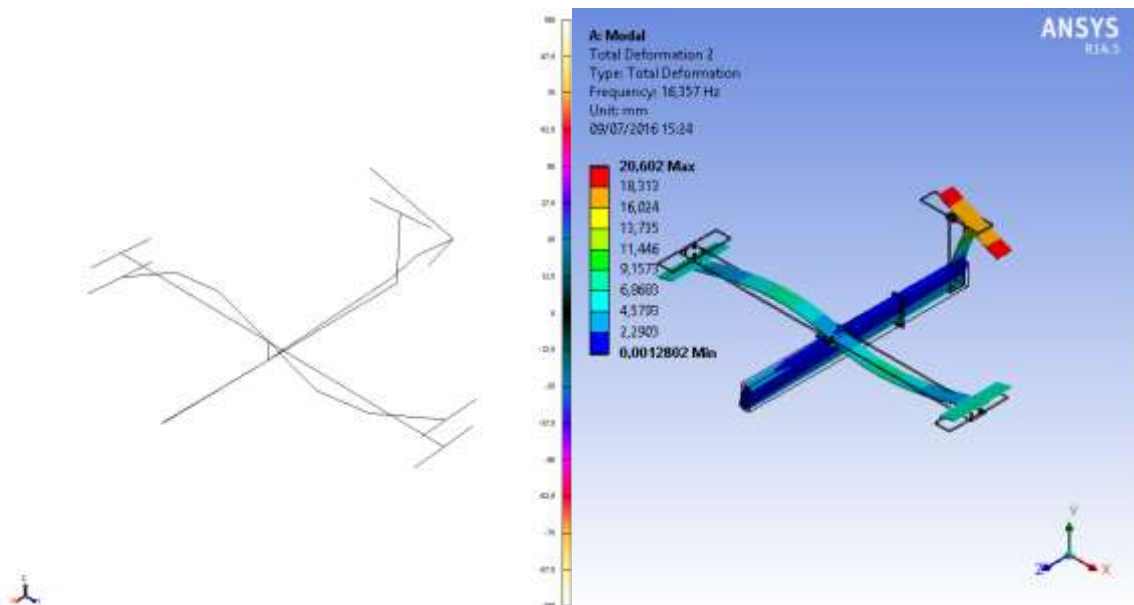
As Figuras de 29 a 42 apresentam as comparações, modo a modo, das formas modais obtidas experimentalmente (à esquerda) através do programa PULSE Reflex™ 18.0 da empresa Brüel & Kjaer e através de elementos finitos (a direita) pelo programa ANSYS WORKBENCH 14.5.

Figura 29 – 1º modo de vibrar da estrutura



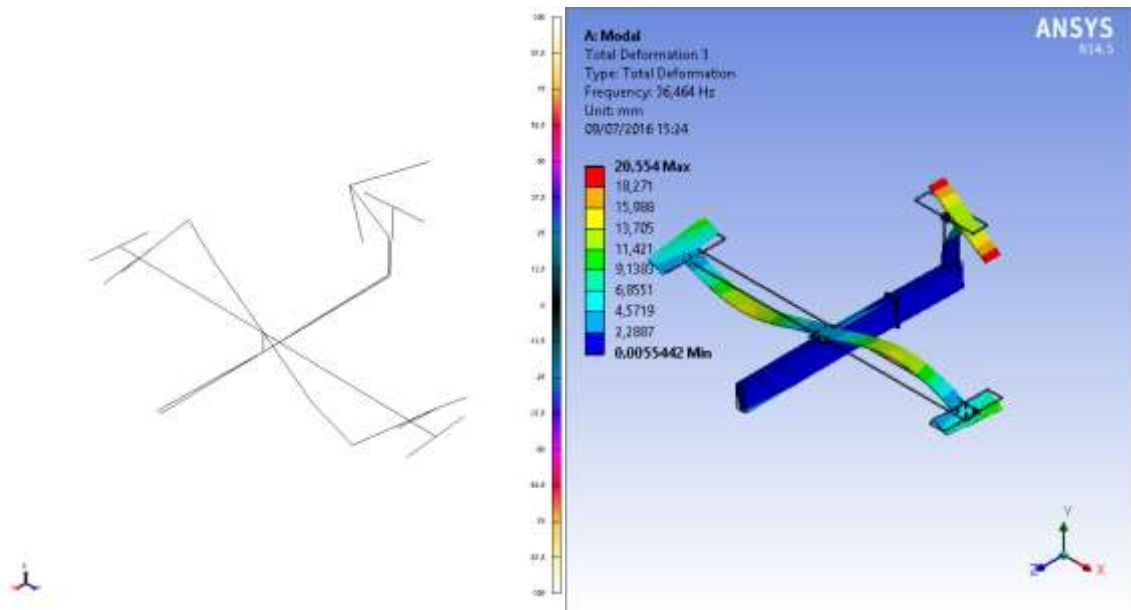
Fonte: Autoria própria.

Figura 30 – 2º modo de vibrar da estrutura



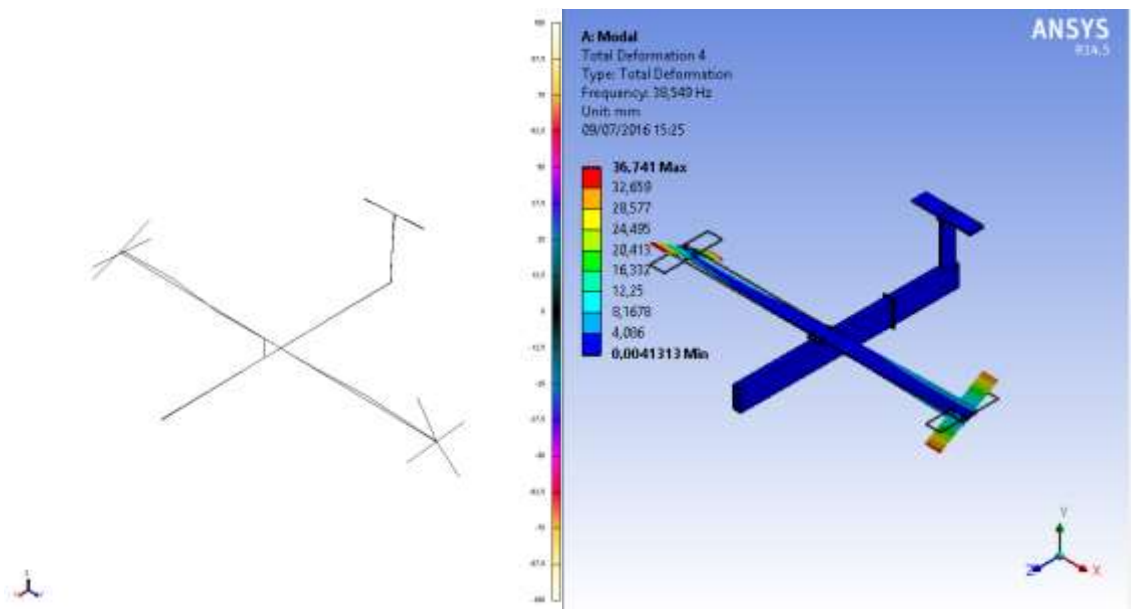
Fonte: Autoria própria.

Figura 31 – 3º modo de vibrar da estrutura



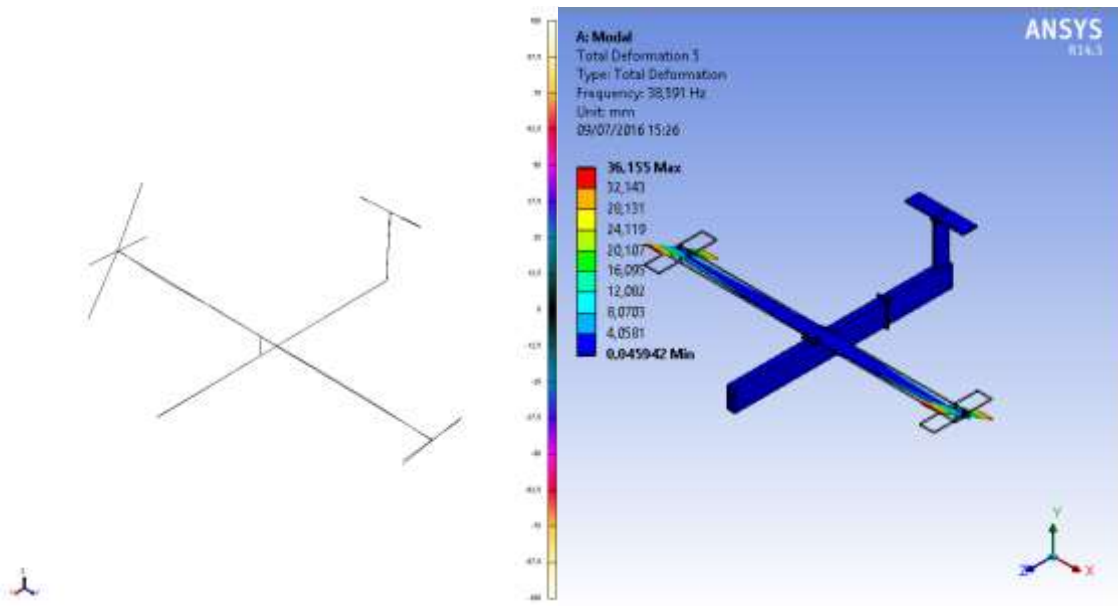
Fonte: Aatoria própria.

Figura 32 – 4º modo de vibrar da estrutura



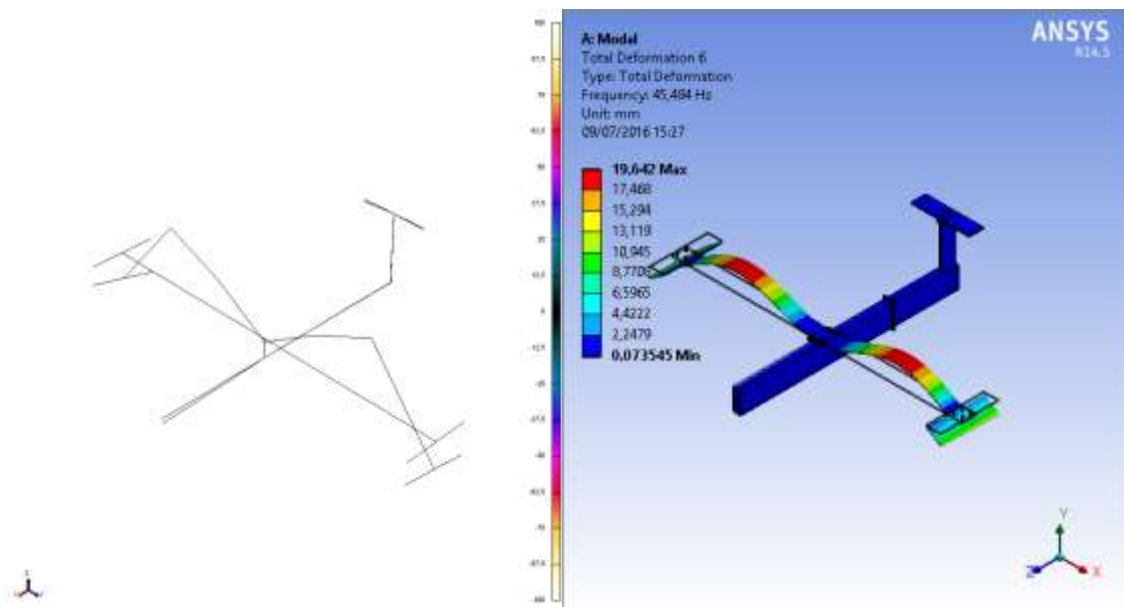
Fonte: Aatoria própria.

Figura 33 – 5º modo de vibrar da estrutura



Fonte: Aatoria própria.

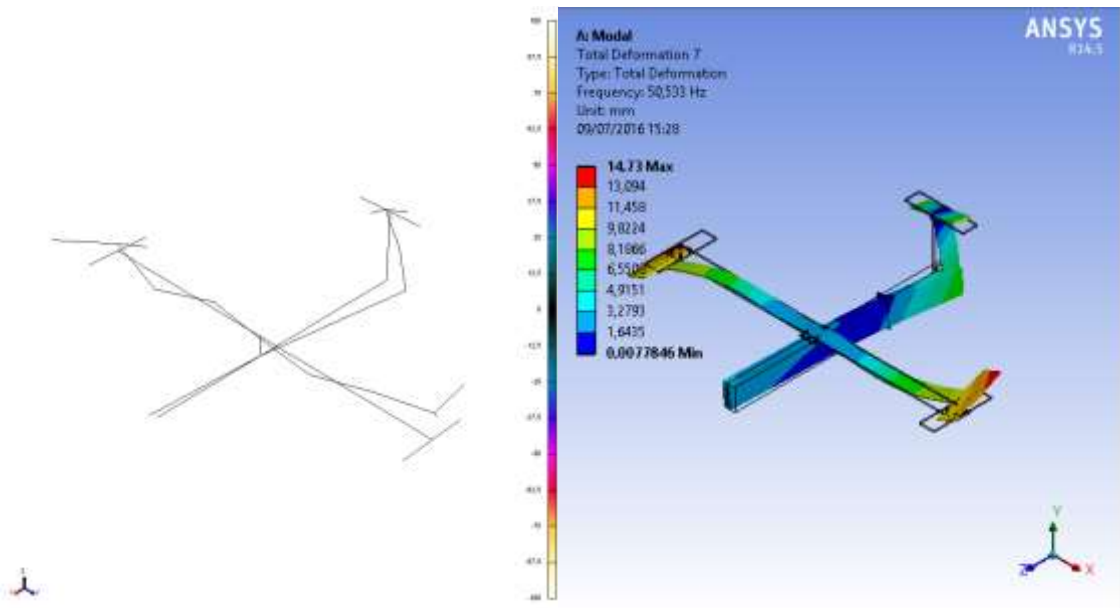
Figura 34 – 6º modo de vibrar da estrutura



Fonte: Aatoria própria.

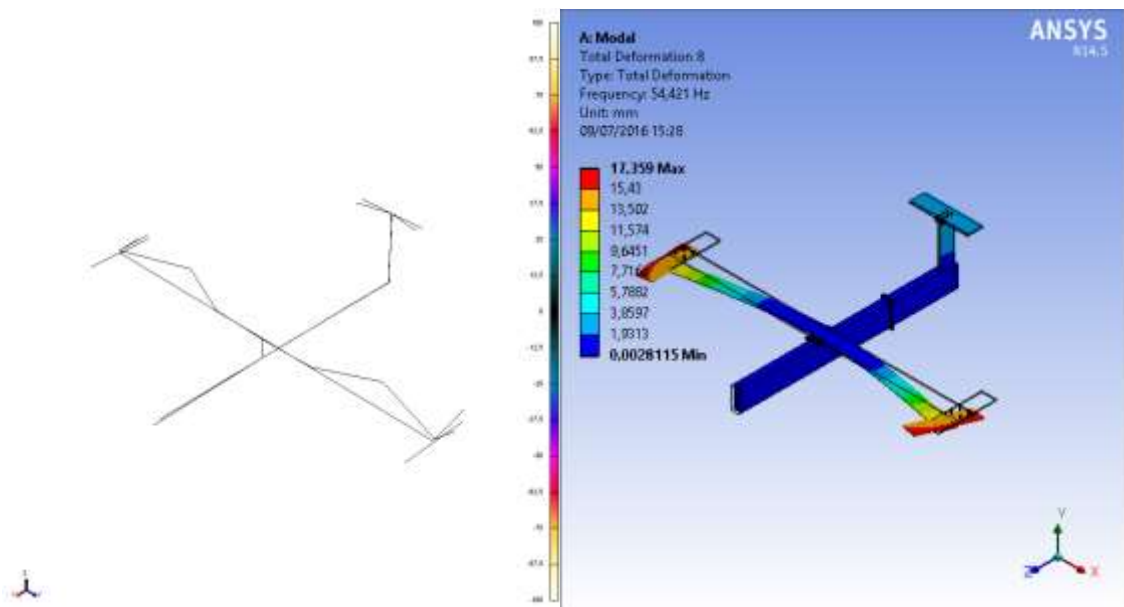


Figura 35 – 7º modo de vibrar da estrutura



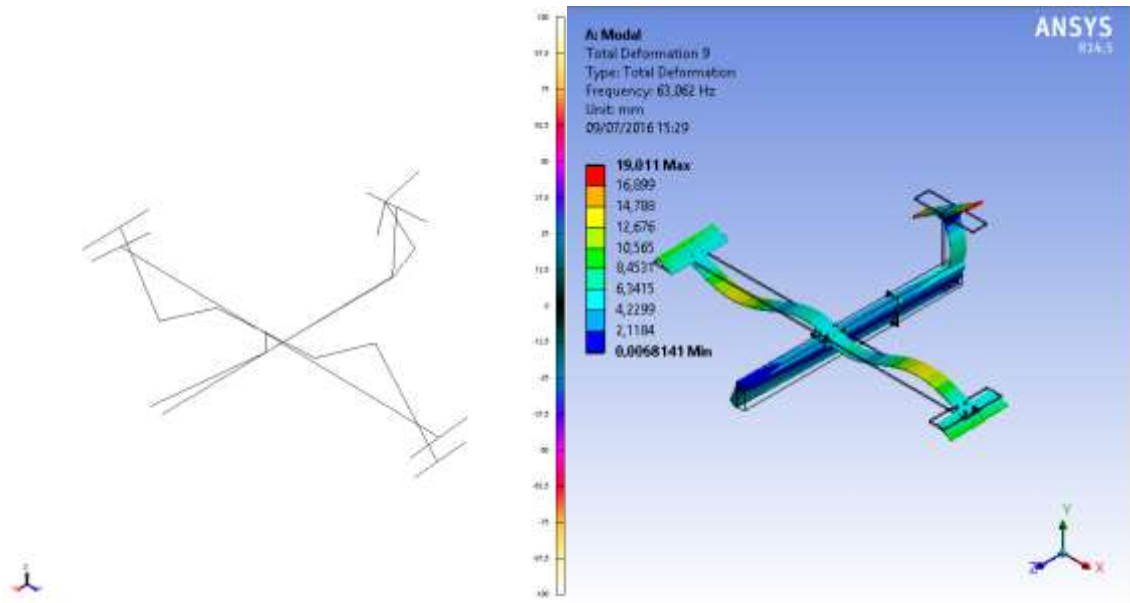
Fonte: Autoria própria.

Figura 36 – 8º modo de vibrar da estrutura



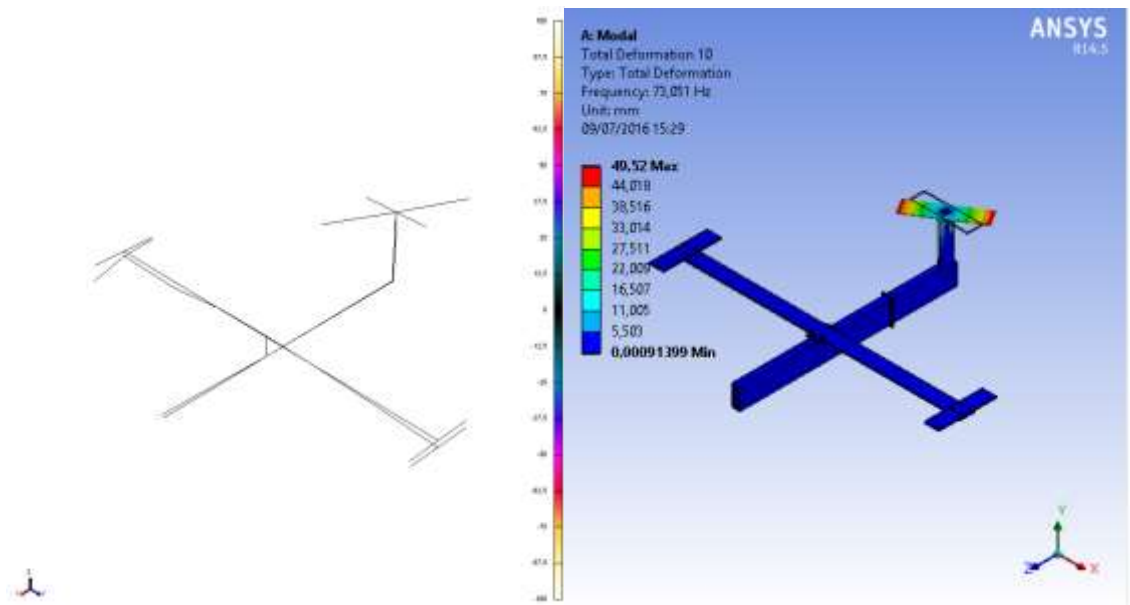
Fonte: Autoria própria.

Figura 37 – 9º modo de vibrar da estrutura



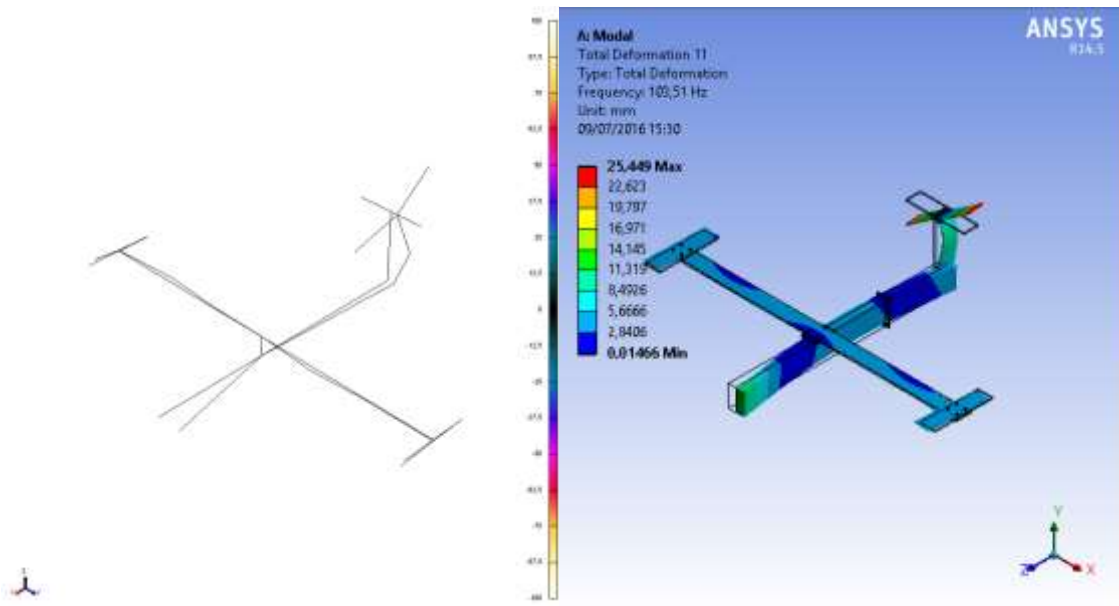
Fonte: Autoria própria.

Figura 38 – 10º modo de vibrar da estrutura



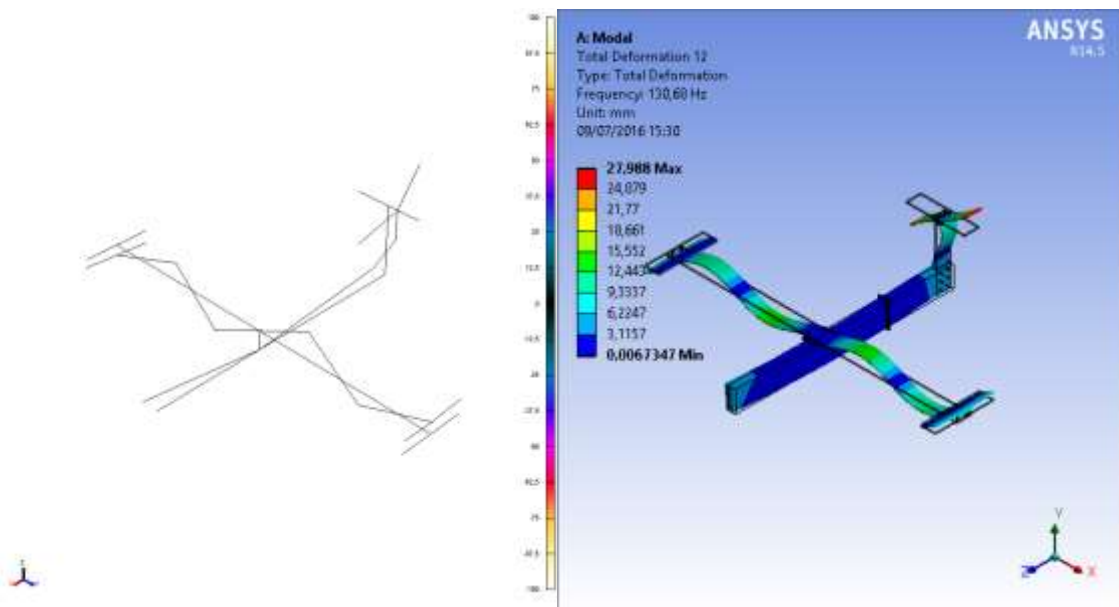
Fonte: Autoria própria.

Figura 39 – 11º modo de vibrar da estrutura



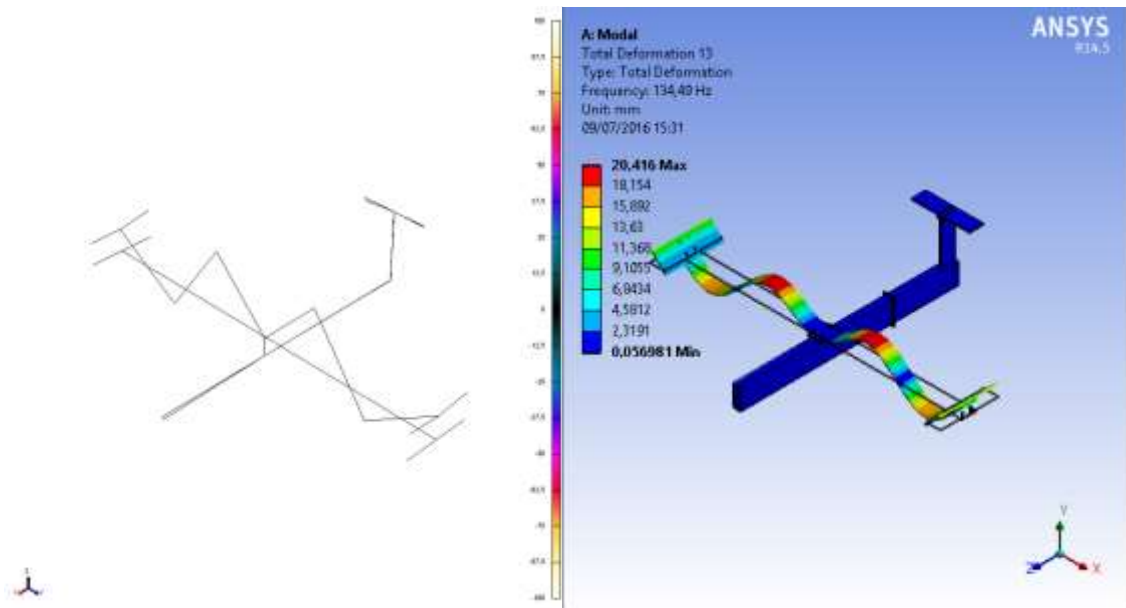
Fonte: Aatoria própria.

Figura 40 – 12º modo de vibrar da estrutura



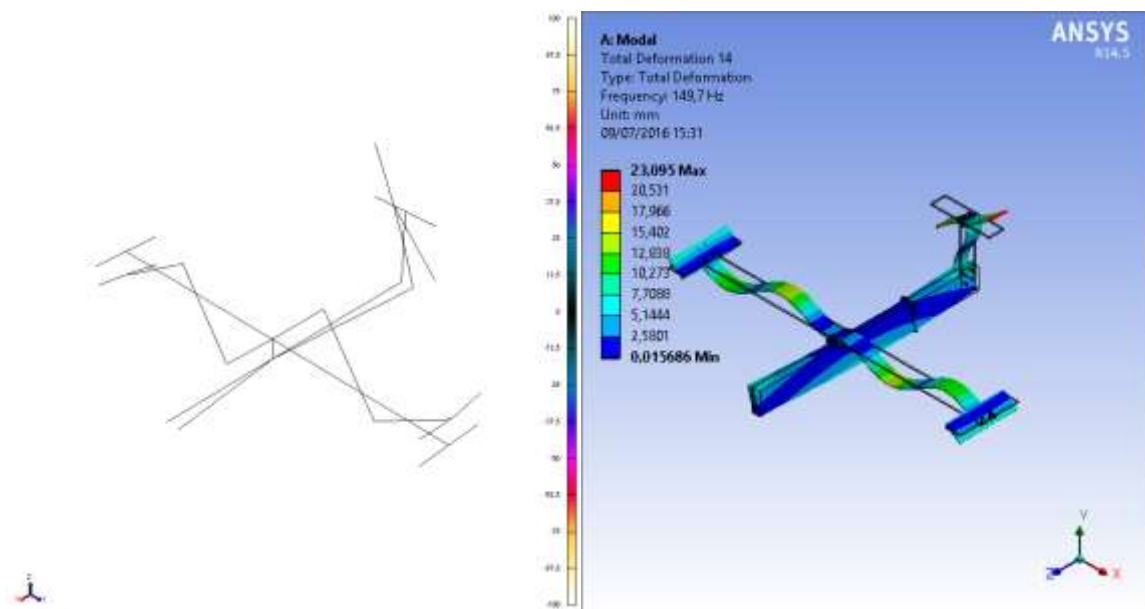
Fonte: Aatoria própria.

Figura 41 – 13º modo de vibrar da estrutura



Fonte: Autorial própria.

Figura 45 – 14º modo de vibrar da estrutura



Fonte: Autorial própria.

A Tabela 4 compara os resultados obtidos neste trabalho (A) e os resultados dos estudos feitos por Rett et al. (2010) (B), Oliveira et al. (2013) (C) e Balmès e Wright (1997) (D).

Tabela 4 – Tabela comparativa entre os resultados experimentais de diversos laboratórios.

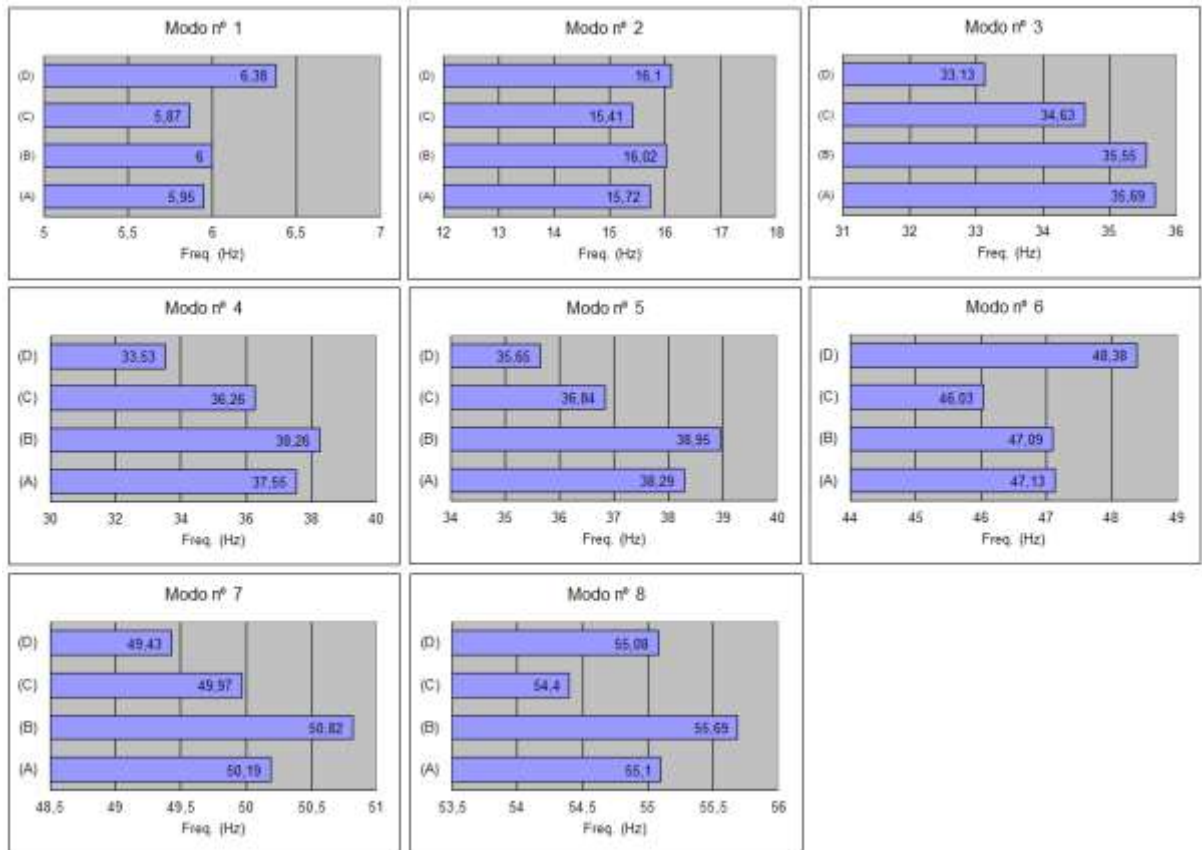
<b>FREQUÊNCIAS NATURAIS (HZ)</b>				
<b>Modo nº</b>	<b>(A)</b>	<b>(B)</b>	<b>(C)</b>	<b>(D)</b>
1	5,95	6,00	5,87	6,38
2	15,72	16,02	15,41	16,1
3	35,69	35,55	34,63	33,13
4	37,55	38,26	36,26	33,53
5	38,29	38,95	36,84	35,65
6	47,13	47,09	46,03	48,38
7	50,19	50,82	49,97	49,43
8	55,1	55,69	54,4	55,08
9	63,11	63,35	60,81	63,04
10	69,24	68,97	62,03	-
11	104,99	105,18	99,5	-
12	131,38	131,44	126,31	-
13	139,25	139,2	134,64	-
14	149,72	149,94	145,78	-

Fonte: Autoria própria.

Vale ressaltar que nos estudos feitos por Balmès e Wright (1997) somente foram considerados os nove primeiros modos de vibrar sendo assim, não existem valores de frequências naturais do décimo ao décimo quarto modo, como pode ser observado na tabela acima.

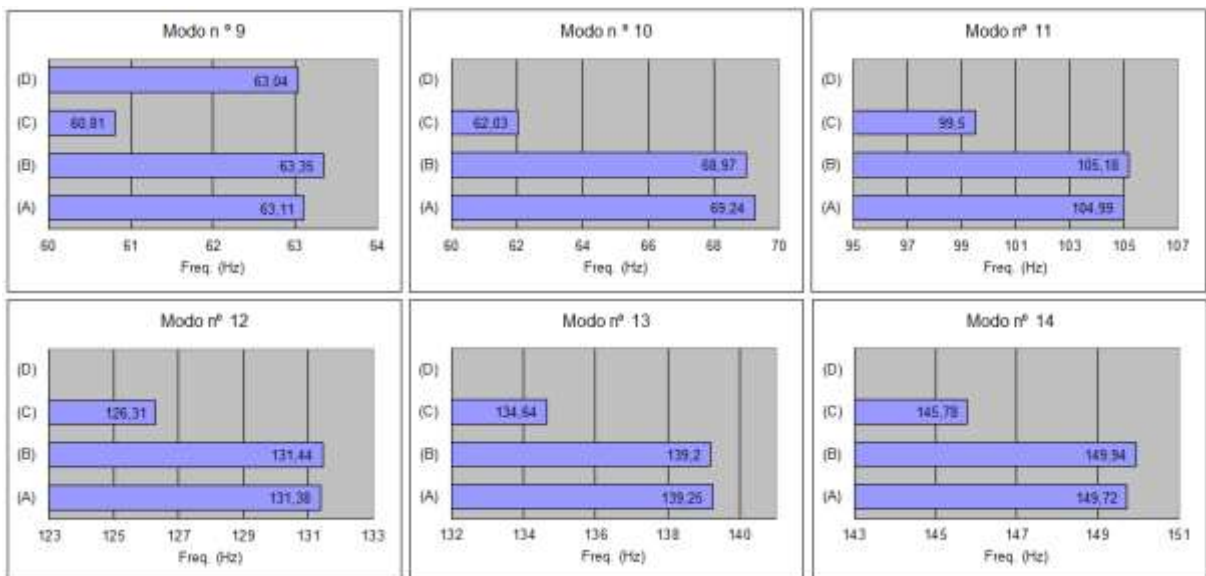
As Figuras 43 e 44 apresentam os dados da Tabela 4 em forma de gráficos de barra para ressaltar a diferença dos valores de frequências naturais.

Figura 43 – Gráficos comparativos dos oito primeiros modos



Fonte: Autoria própria.

Figura 44 – Gráficos comparativos dos seis últimos modos



Fonte: Autoria própria.

Os resultados dos autovetores obtidos no experimento 1, foram validados pela matriz de Automac, apresentada na Figura 45.

Figura 45 – Automac do experimento 1

	5.948	15.719	35.690	37.551	38.289	47.130	50.189	55.103	63.107	69.239	104.994	131.377	139.254	149.716
5.948	1,000	0,000	0,003	0,001	0,001	0,298	0,086	0,002	0,002	0,012	0,188	0,004	0,274	0,007
15.719	0,000	1,000	0,003	0,000	0,000	0,002	0,003	0,001	0,407	0,000	0,159	0,043	0,000	0,118
35.690	0,003	0,003	1,000	0,002	0,000	0,033	0,060	0,001	0,001	0,002	0,115	0,178	0,007	0,075
37.551	0,001	0,000	0,002	1,000	0,056	0,013	0,013	0,005	0,002	0,000	0,002	0,001	0,001	0,001
38.289	0,001	0,000	0,000	0,056	1,000	0,008	0,012	0,000	0,003	0,000	0,016	0,002	0,001	0,003
47.130	0,298	0,002	0,033	0,013	0,008	1,000	0,051	0,000	0,070	0,002	0,027	0,006	0,028	0,006
50.189	0,086	0,003	0,060	0,013	0,012	0,051	1,000	0,000	0,094	0,064	0,141	0,120	0,039	0,041
55.103	0,002	0,001	0,001	0,005	0,000	0,000	0,000	1,000	0,001	0,000	0,001	0,000	0,001	0,001
63.107	0,002	0,407	0,001	0,002	0,003	0,070	0,094	0,001	1,000	0,028	0,348	0,175	0,010	0,426
69.239	0,012	0,000	0,002	0,000	0,000	0,002	0,064	0,000	0,028	1,000	0,004	0,000	0,003	0,000
104.994	0,188	0,159	0,115	0,002	0,016	0,027	0,141	0,001	0,348	0,004	1,000	0,381	0,042	0,211
131.377	0,004	0,043	0,178	0,001	0,002	0,006	0,120	0,000	0,175	0,000	0,381	1,000	0,002	0,011
139.254	0,274	0,000	0,007	0,001	0,001	0,028	0,039	0,001	0,010	0,003	0,042	0,002	1,000	0,002
149.716	0,007	0,118	0,075	0,001	0,003	0,006	0,041	0,001	0,426	0,000	0,211	0,011	0,002	1,000

Fonte: Autoria própria.

Pode-se concluir do experimento 1 que os resultados foram satisfatórios, pois os resultados obtidos, no que diz respeito às frequências naturais, ficaram muito próximos daqueles obtidos por Rett et al. (2010), como pode ser observado na Tabela 4 e Figura 43 e 44. Os resultados obtidos por Oliveira et al. (2013) foram muito distantes daqueles obtidos neste trabalho, principalmente as 6 últimas frequências naturais, como também pode ser observado na Tabela 4 e nas Figuras 43 e 44. Devido à ordem cronológica dos ensaios, pode-se descartar a degradação da estrutura como fonte de incerteza de medição, pois os resultados deste trabalho se aproximam dos resultados obtidos pelos primeiros estudos feitos sobre a estrutura. Uma possível causa para esta incerteza pode ser a falta de aperto na montagem da estrutura, pois como pode ser observado nas Figuras de 61 a 65 (resultados do experimento 3), as últimas frequências são as mais influenciadas pelo torque na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem.

Ainda sobre o experimento 1, pode-se concluir que o modelo obtido conseguiu representar o comportamento dinâmico da estrutura, pois as formas modais obtidas através do modelo de elementos finitos foram idênticas àquelas obtidas experimentalmente, como pode ser observado nas Figuras de 29 a 42. Também foram conseguidos excelentes resultados para as frequências naturais, pois o erro ficou em no máximo 5,5%.

Na Figura 45 que corresponde ao Automac do experimento 1 é observado que os valores da diagonal principal são unitários, o que indica a correlação entre os modos de 100%. Ainda, para os elementos fora da diagonal principal, pode-se ser observado que alguns modos possuem alta correlação. A correlação entre os modos 2 (Figura 30) e 9 (Figura 37) é alta, o que pode ser justificado pela semelhança da forma de vibrar destes dois modos. A mesma justificativa pode ser dada para a alta correlação entre os modos 9 (Figura 37) e 11 (Figura 39), entre os modos 9 (Figura 37) e 14 (Figura 42) e entre os modos 11 (Figura 39) e 14 (Figura 42).

Outra característica que deve ser mencionada se refere aos amortecimentos medidos, segundo Tabela 3. Nela pode-se ver que, excetuando o amortecimento do primeiro modo, os mesmos são demasiadamente baixos, e isso pode ser explicado pelo baixo amortecimento do alumínio e pelos aspectos construtivos da estrutura. É possível que a junta aparafusada influencie o primeiro modo introduzindo um maior amortecimento. Por isso, nos estudos feitos por Balmès e Wright (1997) foi aplicado um tratamento viscoelástico à estrutura no intuito de elevar o amortecimento. Isto pode explicar o fato dos valores obtidos por aqueles autores se distanciarem dos valores medidos neste trabalho. Neste trabalho não foi aplicado este tratamento, pois apesar das estruturas serem fabricadas seguindo as mesmas especificações, se tratam de estruturas diferentes. Somado a isto, a estrutura utilizada neste trabalho é mesma utilizada por Oliveira et al. (2013) e Rett et al. (2010) e os mesmos também não aplicaram tratamento viscoelástico. Então, este tratamento foi negligenciado para que o mesmo não influenciasse nos resultados.

Por fim, pode-se concluir que o “*set-up*” proposto para o ensaio foi eficiente e deve ser repetido caso se deseje replicar os resultados no futuro.



## 4.2 RESULTADOS E DISCUSSÃO DO EXPERIMENTO 2

A Tabela 5 apresenta a comparação das frequências naturais obtidas experimentalmente e por meio do modelo de elementos finitos, para os quatorze primeiros modos da estrutura modificada.

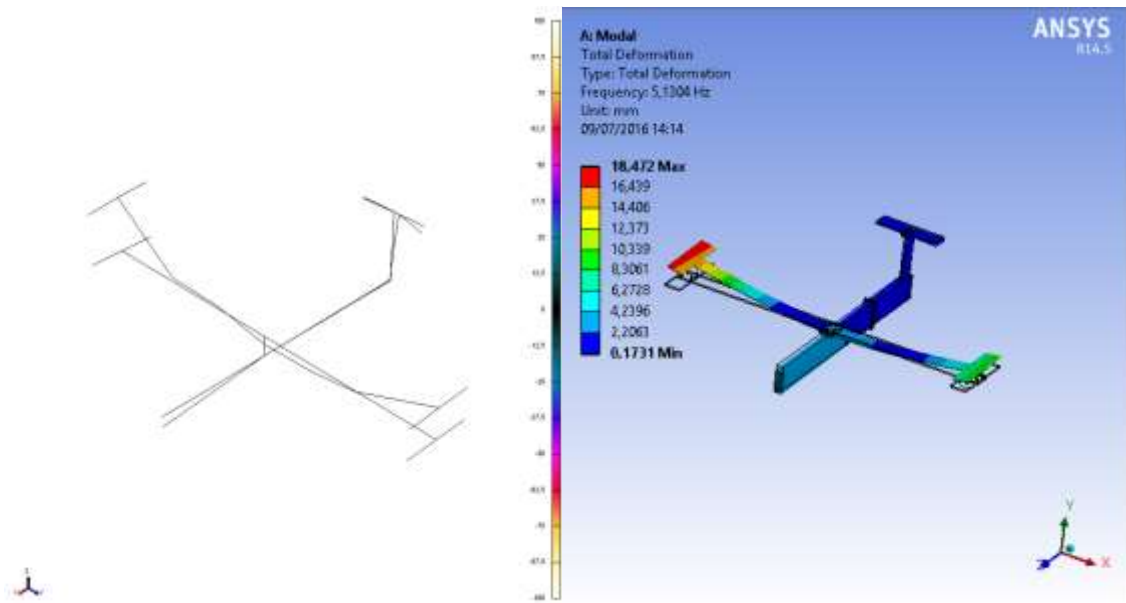
Tabela 5 – Tabela comparativa das frequências naturais da estrutura modificada experimental e teórico.

<b>TABELA COMPARATIVA</b>			
<b>Modo nº</b>	<b>Freq. Exp. (Hz)</b>	<b>Freq. Elem. (Hz)</b>	<b>Diferença (%)</b>
1	5,22	5,13	1,72
2	15,24	15,89	4,26
3	33,08	33,79	2,15
4	35,72	36,26	1,51
5	38,81	38,7	0,28
6	42,34	42,33	0,02
7	46,31	44,98	2,87
8	52,58	52,29	0,55
9	62,34	62,42	0,13
10	69,15	73,24	5,91
11	103,66	102,25	1,36
12	126,02	126,27	0,2
13	135,03	133,13	1,41
14	146,48	147,44	0,65

Fonte: Autoria própria.

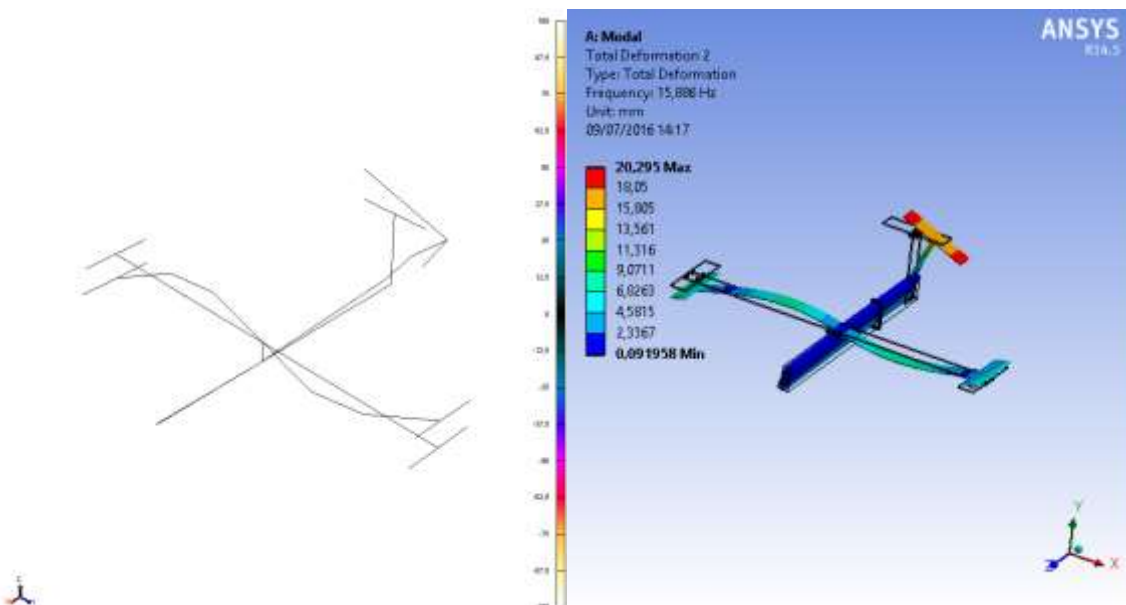
As Figuras de 46 a 59 apresentam as comparações, modo a modo, das formas modais obtidas experimentalmente (à direita) e através de elementos finitos (à esquerda) da estrutura modificada.

Figura 46 – 1º modo de vibrar da estrutura modificada



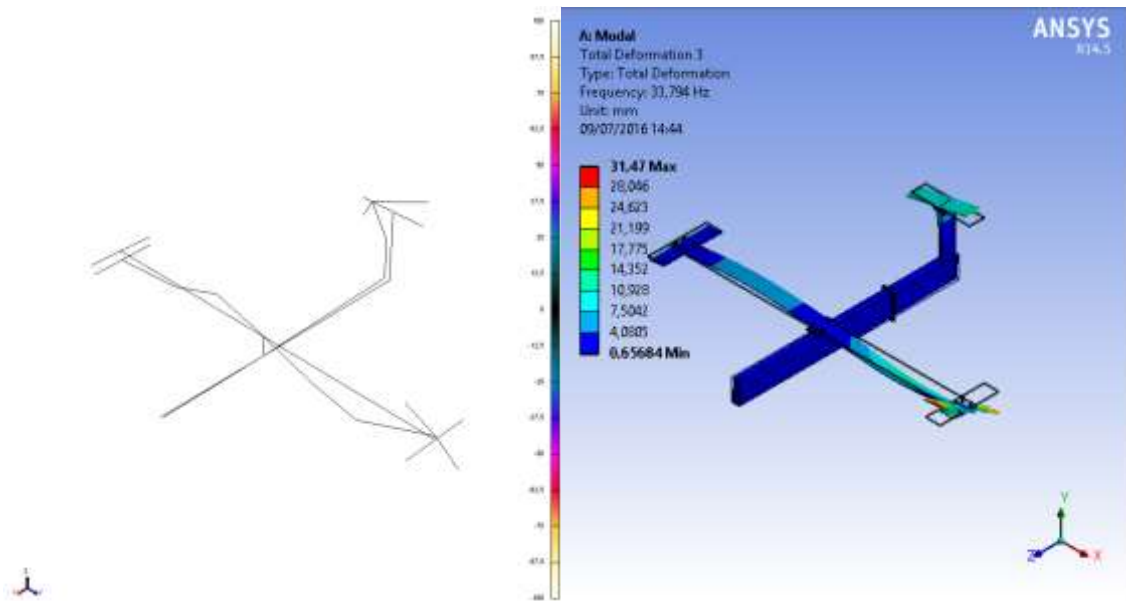
Fonte: Aatoria própria.

Figura 47 – 2º modo de vibrar da estrutura modificada



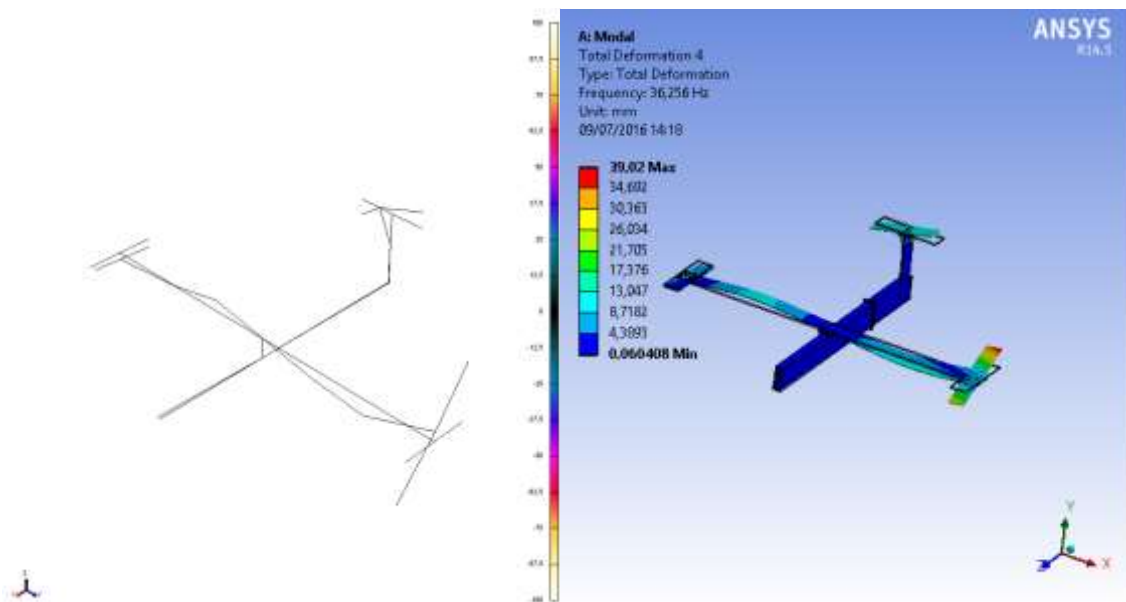
Fonte: Aatoria própria.

Figura 48 – 3º modo de vibrar da estrutura modificada



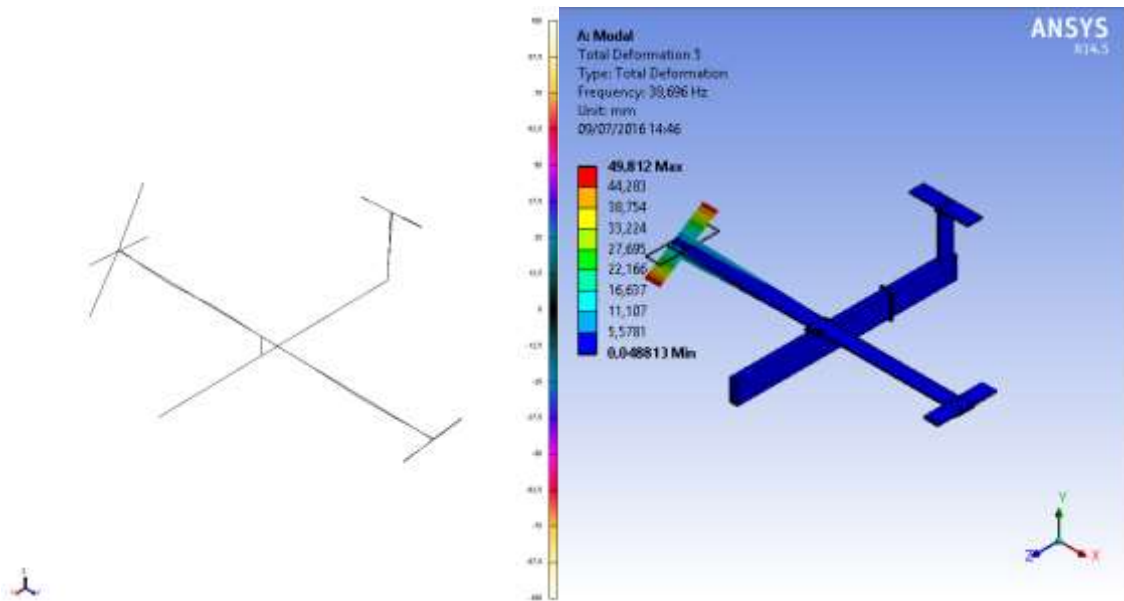
Fonte: Aatoria própria.

Figura 49 – 4º modo de vibrar da estrutura modificada



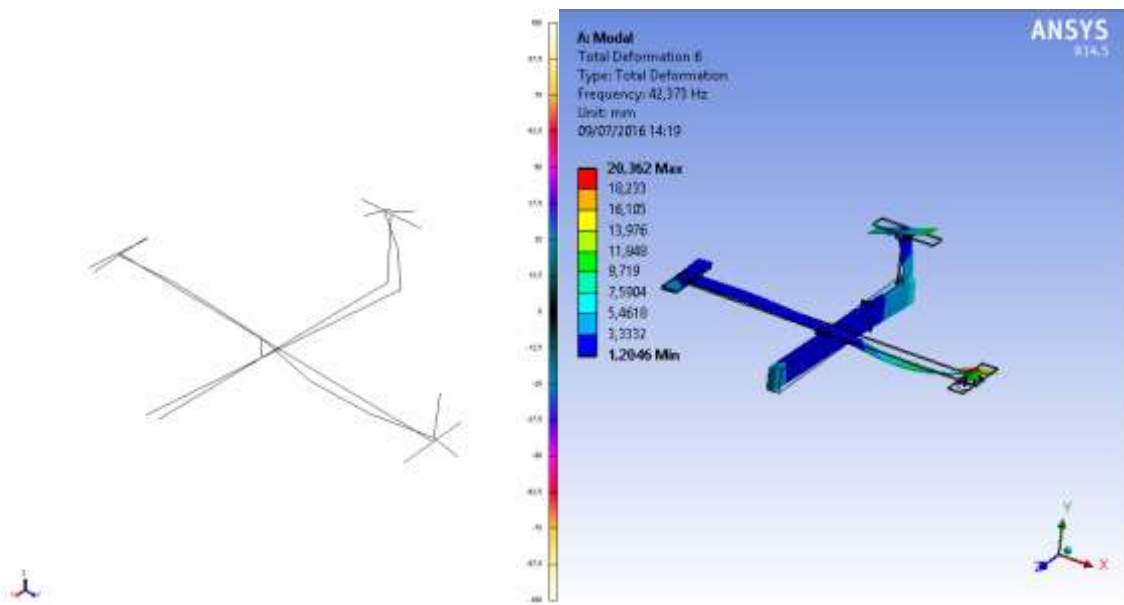
Fonte: Aatoria própria.

Figura 50 – 5º modo de vibrar da estrutura modificada



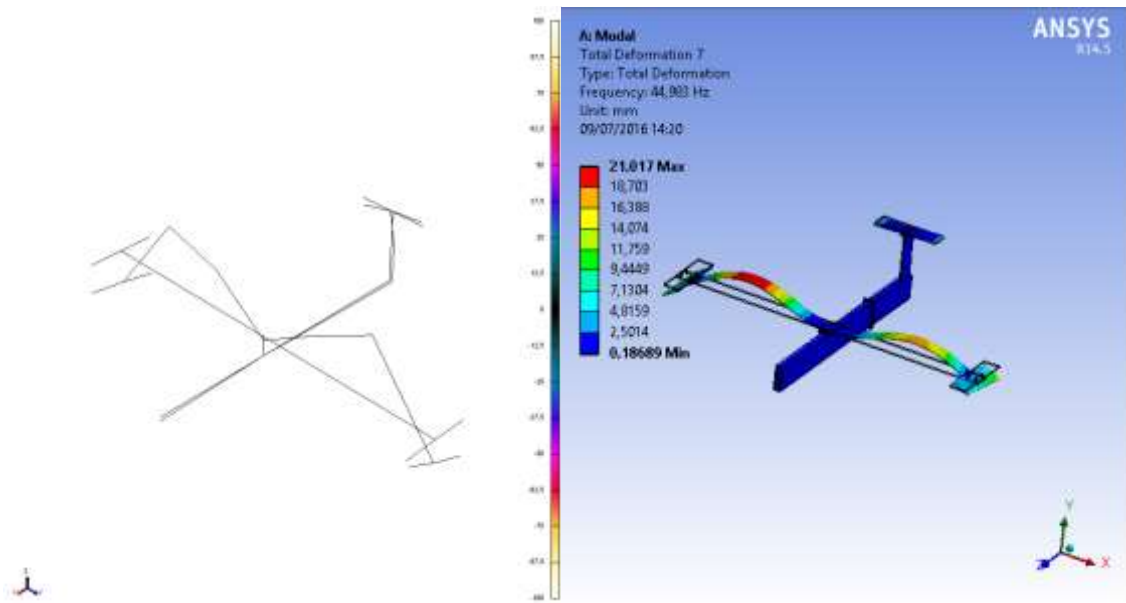
Fonte: Aatoria própria.

Figura 51 – 6º modo de vibrar da estrutura modificada



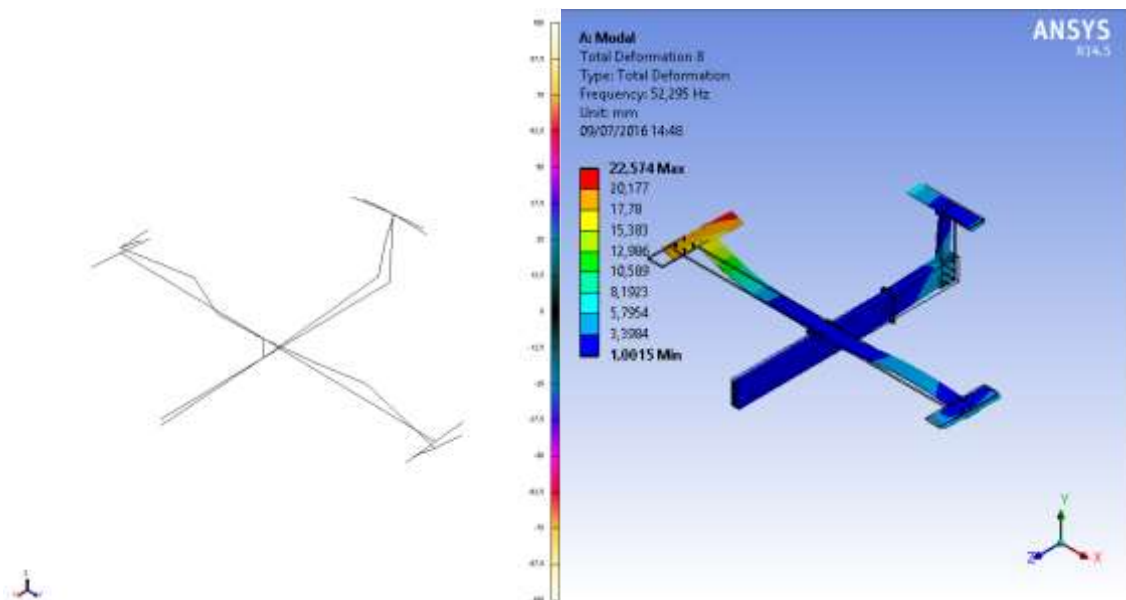
Fonte: Aatoria própria.

Figura 52 – 7º modo de vibrar da estrutura modificada



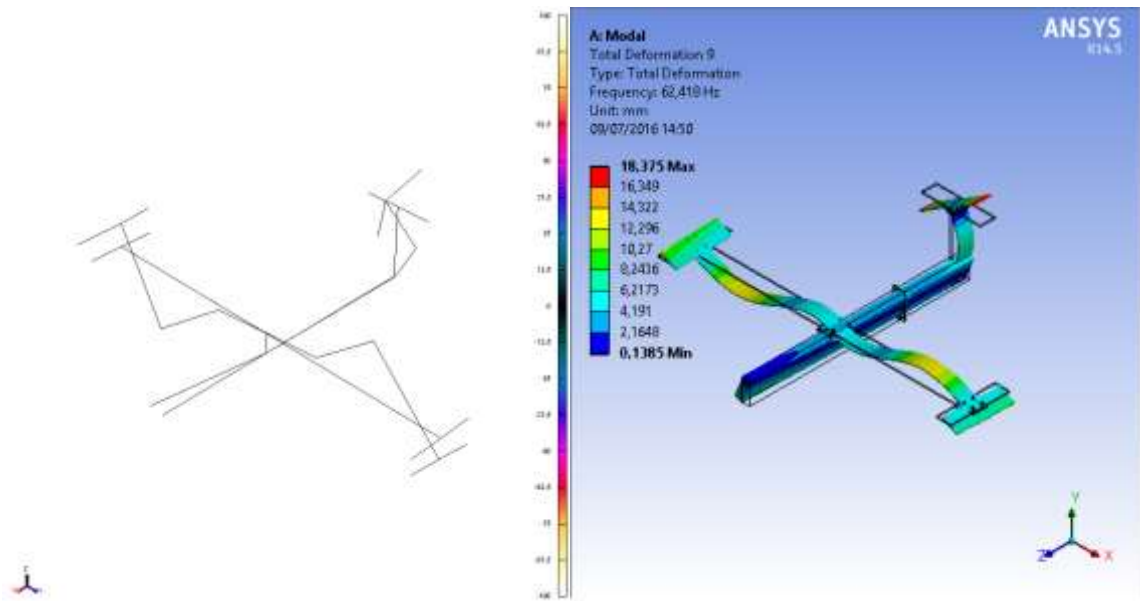
Fonte: Aatoria própria.

Figura 53 – 8º modo de vibrar da estrutura modificada



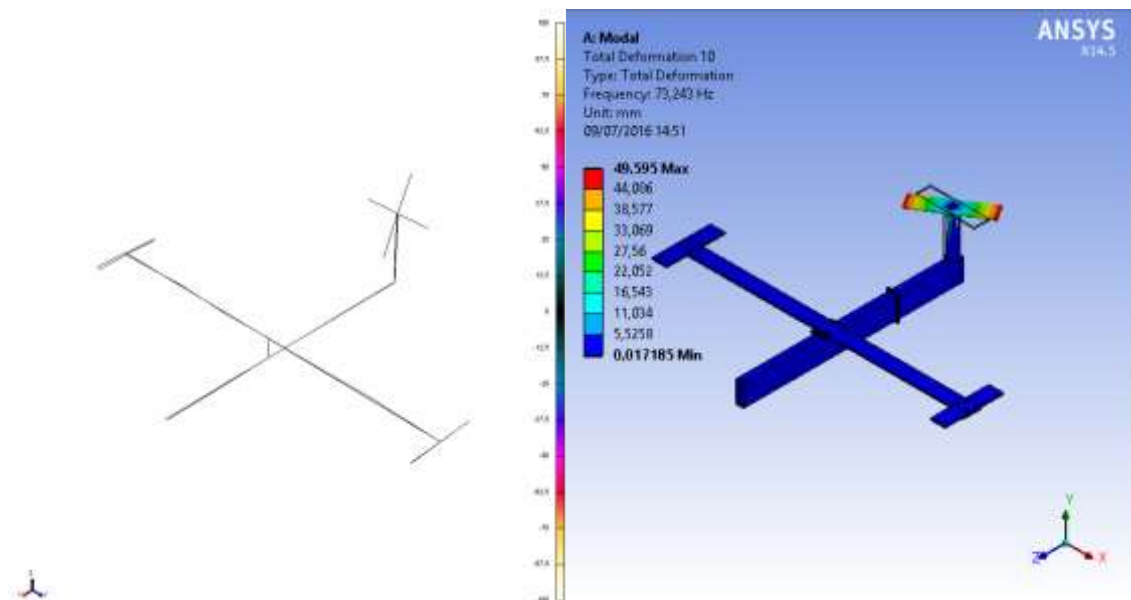
Fonte: Aatoria própria.

Figura 54 – 9º modo de vibrar da estrutura modificada



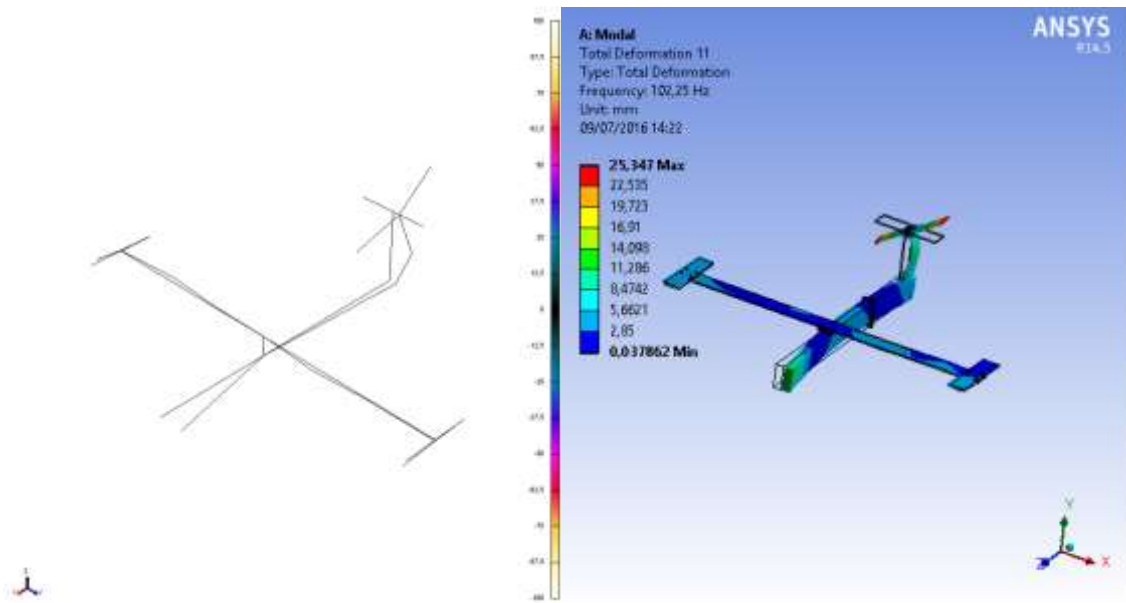
Fonte: Aatoria própria.

Figura 55 – 10º modo de vibrar da estrutura modificada



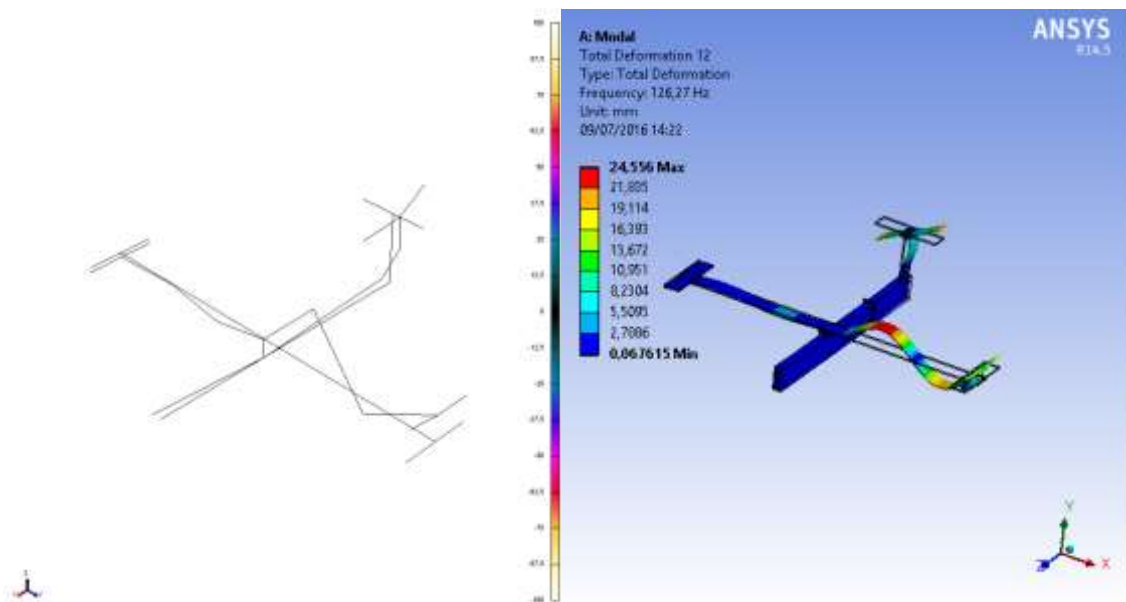
Fonte: Aatoria própria.

Figura 56 – 11º modo de vibrar da estrutura modificada



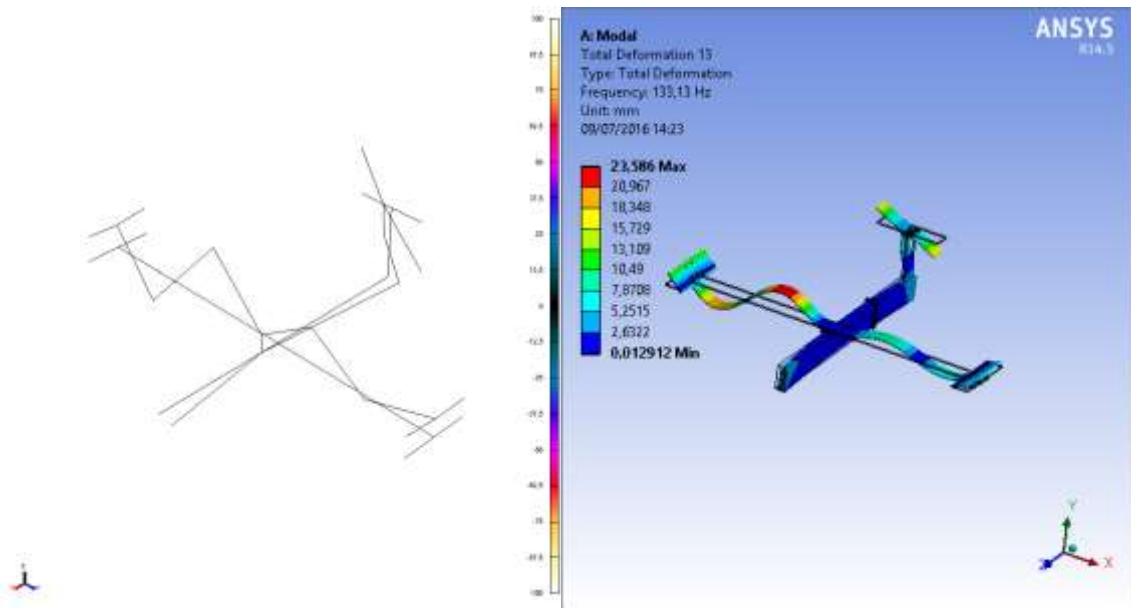
Fonte: Autoria própria.

Figura 57 – 12º modo de vibrar da estrutura modificada



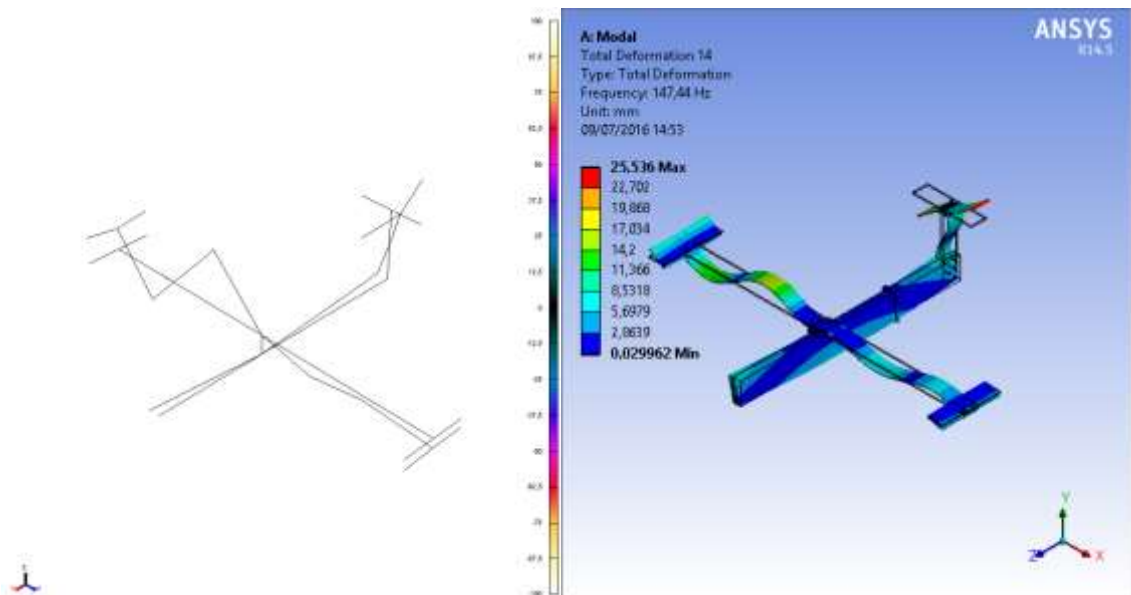
Fonte: Autoria própria.

Figura 58 – 13º modo de vibrar da estrutura modificada



Fonte: Aatoria própria.

Figura 59 – 14º modo de vibrar da estrutura modificada



Fonte: Aatoria própria.



Os resultados dos autovetores obtidos no experimento 1, foram validados pela matriz de Automac, apresentada na Figura 60.

Figura 60 – AUTOMAC da estrutura modificada

	5,236	15,231	33,072	35,719	38,806	42,339	46,310	52,585	62,342	69,150	103,659	126,020	135,037	146,471
5,236	1,000	0,057	0,028	0,003	0,024	0,004	0,343	0,016	0,036	0,023	0,056	0,009	0,222	0,061
15,231	0,057	1,000	0,008	0,002	0,000	0,003	0,004	0,014	0,413	0,002	0,117	0,035	0,018	0,100
33,072	0,028	0,008	1,000	0,192	0,001	0,529	0,026	0,000	0,007	0,001	0,047	0,018	0,031	0,043
35,719	0,003	0,002	0,192	1,000	0,001	0,160	0,048	0,059	0,004	0,000	0,066	0,032	0,017	0,032
38,806	0,024	0,000	0,001	0,001	1,000	0,002	0,025	0,000	0,001	0,000	0,001	0,000	0,006	0,001
42,339	0,004	0,003	0,529	0,160	0,002	1,000	0,002	0,001	0,034	0,014	0,076	0,053	0,047	0,047
46,310	0,343	0,004	0,026	0,048	0,025	0,002	1,000	0,002	0,054	0,014	0,028	0,000	0,014	0,017
52,585	0,016	0,014	0,000	0,059	0,000	0,001	0,002	1,000	0,005	0,035	0,011	0,027	0,023	0,003
62,342	0,036	0,413	0,007	0,004	0,001	0,034	0,054	0,005	1,000	0,012	0,329	0,063	0,162	0,348
69,150	0,023	0,002	0,001	0,000	0,000	0,014	0,014	0,035	0,012	1,000	0,026	0,000	0,006	0,003
103,659	0,056	0,117	0,047	0,066	0,001	0,076	0,028	0,011	0,329	0,026	1,000	0,246	0,270	0,364
126,020	0,009	0,035	0,018	0,032	0,000	0,053	0,000	0,027	0,063	0,000	0,246	1,000	0,034	0,033
135,037	0,222	0,018	0,031	0,017	0,006	0,047	0,014	0,023	0,162	0,006	0,270	0,034	1,000	0,015
146,471	0,061	0,100	0,043	0,032	0,001	0,047	0,017	0,003	0,348	0,003	0,364	0,033	0,015	1,000

Fonte: Autoria própria.

Pode-se concluir do experimento 2, que o modelo de elementos finitos conseguiu prever o comportamento dinâmico da estrutura ao alterar-se a mesma adicionando uma massa de 2,497 kg à ponta da asa esquerda, pois como pode ser observado na Tabela 5, o erro em prever as frequências naturais pelo modelo de elementos finitos ficou abaixo de 6%, sendo que este erro máximo foi de 5,91%. Em vista geral o erro em prever a frequência natural da estrutura modificada ficou menor que o erro obtido no experimento 1. Outro argumento que reforça o fato do modelo prever o comportamento dinâmico da estrutura modificada é encontrado nas formas modais, Figuras 46 a 59. Nelas pode-se concluir que o modelo conseguiu prever com perfeição as formas modais da estrutura modificada.

Na Figura 60, que corresponde ao Automac do experimento 2 é observado que os valores da diagonal principal são unitários, o que indica a correlação entre os modos de 100%. Ainda, para os elementos fora da diagonal principal, pode-se ser observado que alguns modos possuem alta correlação. A correlação entre os modos 3 (Figura 48) e 6 (Figura 51) é alta, o que pode ser justificado pela semelhança da forma de vibrar destes dois modos. A mesma justificativa pode ser dada para a alta correlação entre os modos 1 (Figura 46) e 7 (Figura 52), os modos 2 (Figura 47) e 9 (Figura 54), os modos 9 (Figura 54) e 11 (Figura 56), entre os modos 9 (Figura 54) e 14 (Figura 59) e entre os modos 11 (Figura 56) e 14 (Figura 59).

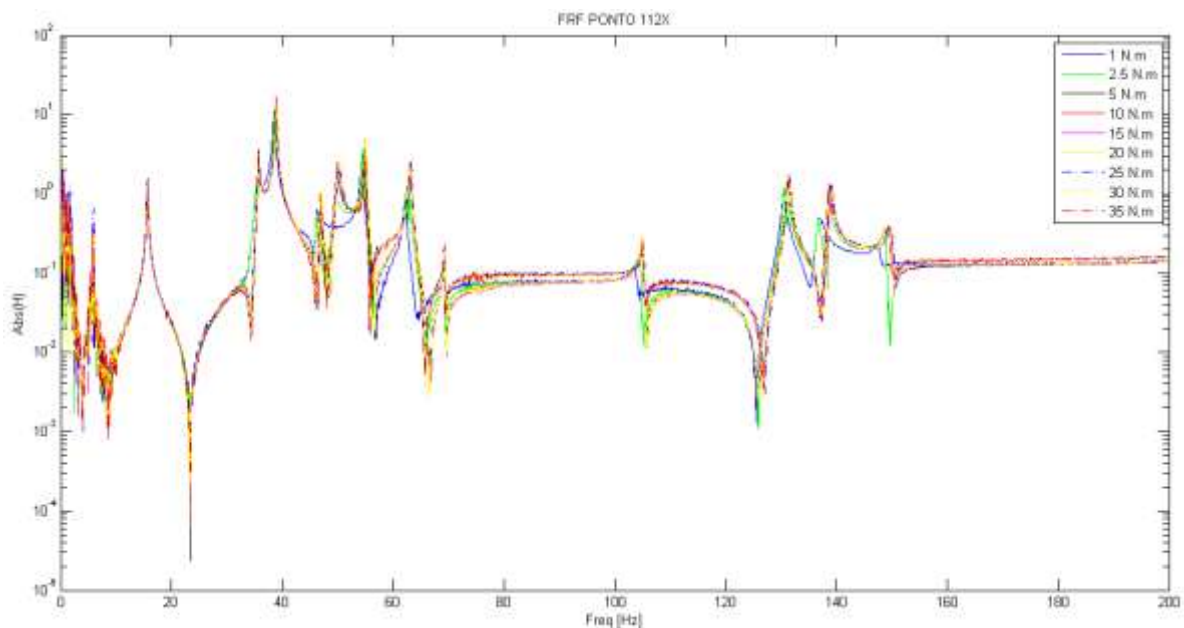
Uma última discussão do experimento 2 vale ser feita e se refere a forma que o modelo de elementos finitos foi validado. Uma forma prática de se validar o modelo seria através do Mac, comparação entre as formas modais experimentais e as formas modais obtidas pelo modelo de elementos finitos. Tal comparação não foi feita, pois o modelo de elementos finitos utilizado neste trabalho teve como proposta representar a estrutura em detalhes e isto fez com o arquivo do modelo fica-se muito grande inviabilizando o processamento.

### 4.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO DO EXPERIEMNTO 3

Foram aplicados os seguintes torques na junta aparafusada asa-fuselagem: 1 N.m, 2,5 N.m, 5 N.m, 10 N.m, 20 N.m, 25 N.m, 30 N.m, 35 N.m.

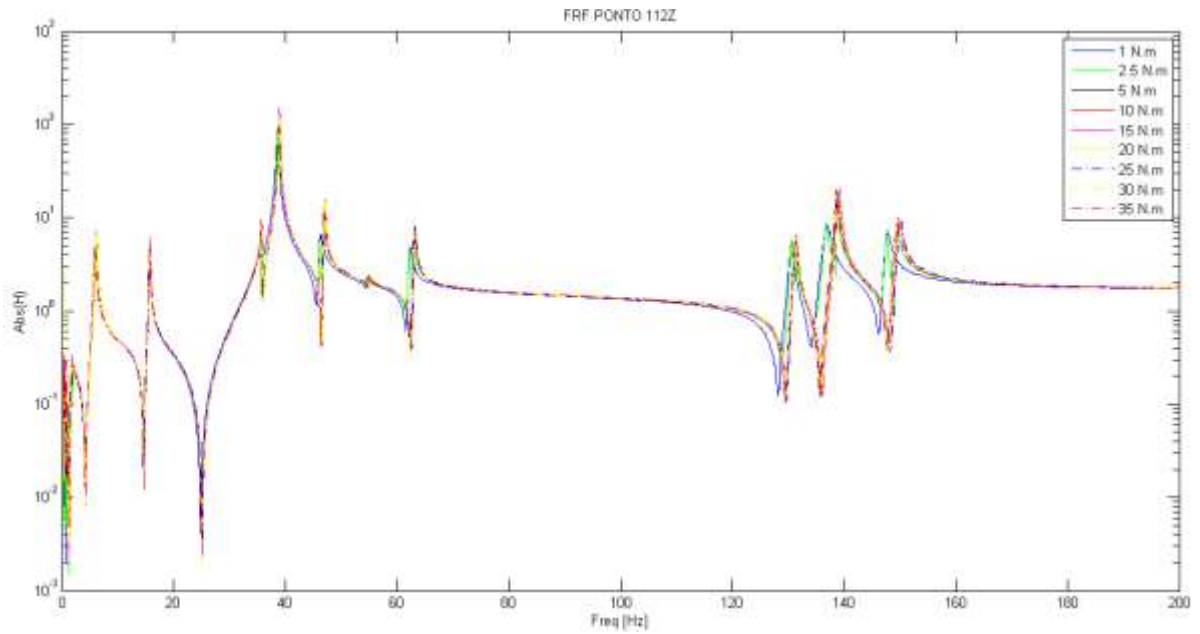
As Figuras de 61 a 64 apresentam as FRFs sobrepostas relacionadas aos diferentes níveis de torque, dos pontos 112 z, 112 x, 101 z e 111z, respectivamente.

Figura 61 – Variação das FRFs do ponto 112 x



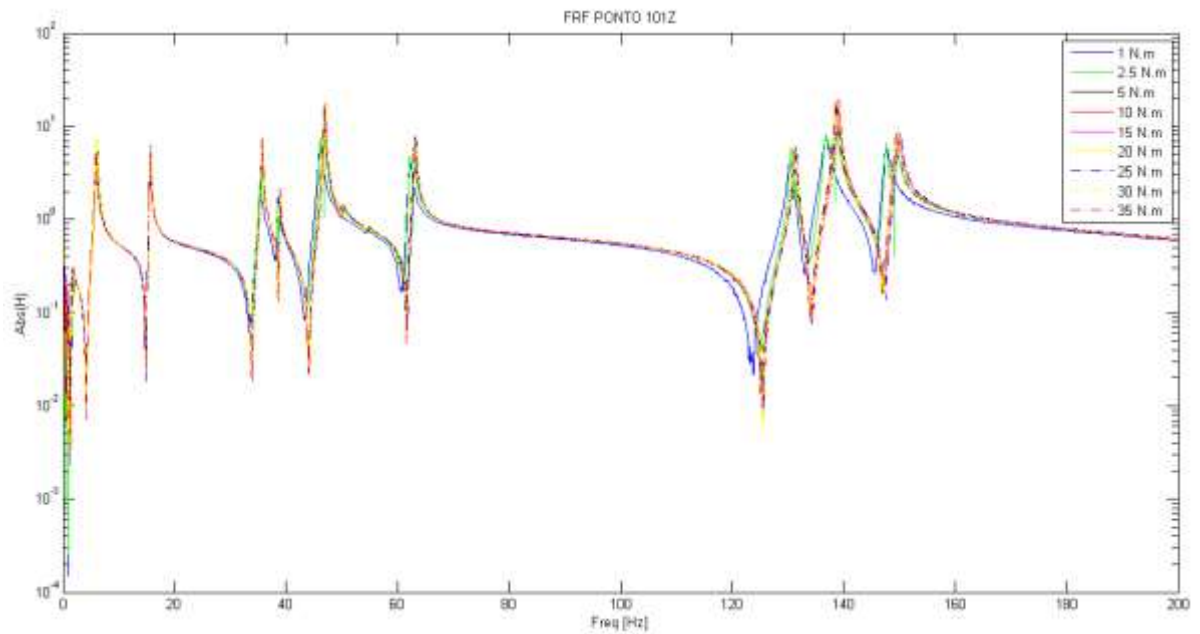
Fonte: Autoria própria.

Figura 62 – Variação das FRFs do ponto 112 z



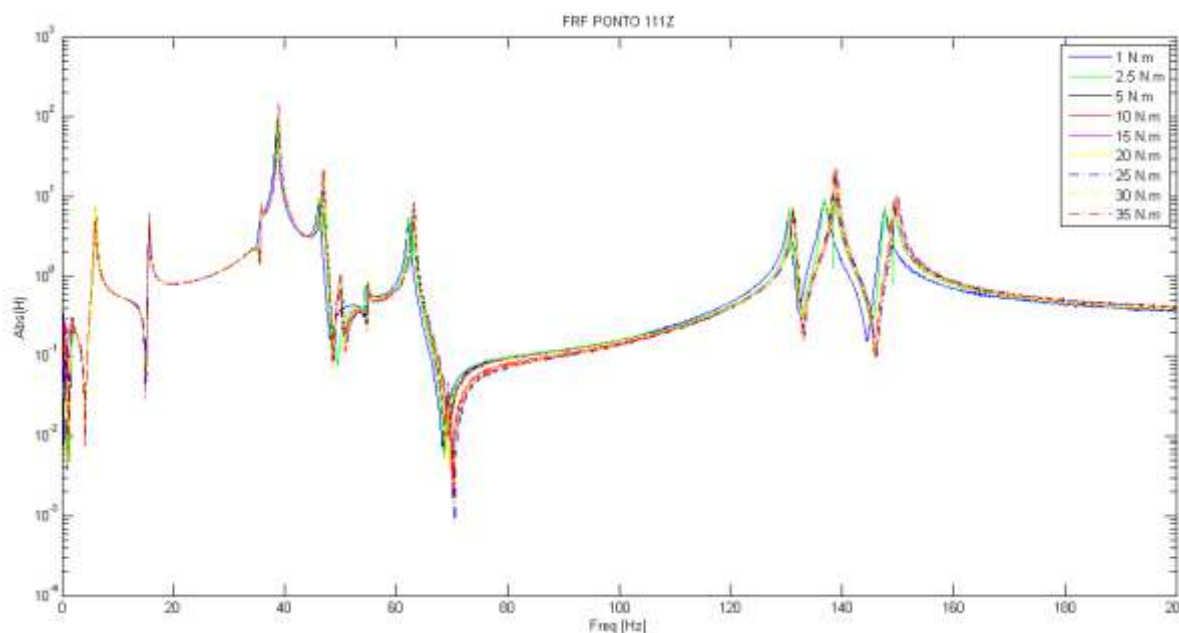
Fonte: Autoria própria.

Figura 63 – Variação das FRFs do ponto 101 z



Fonte: Autoria própria.

Figura 64 – Variação das FRFs do ponto 111 z

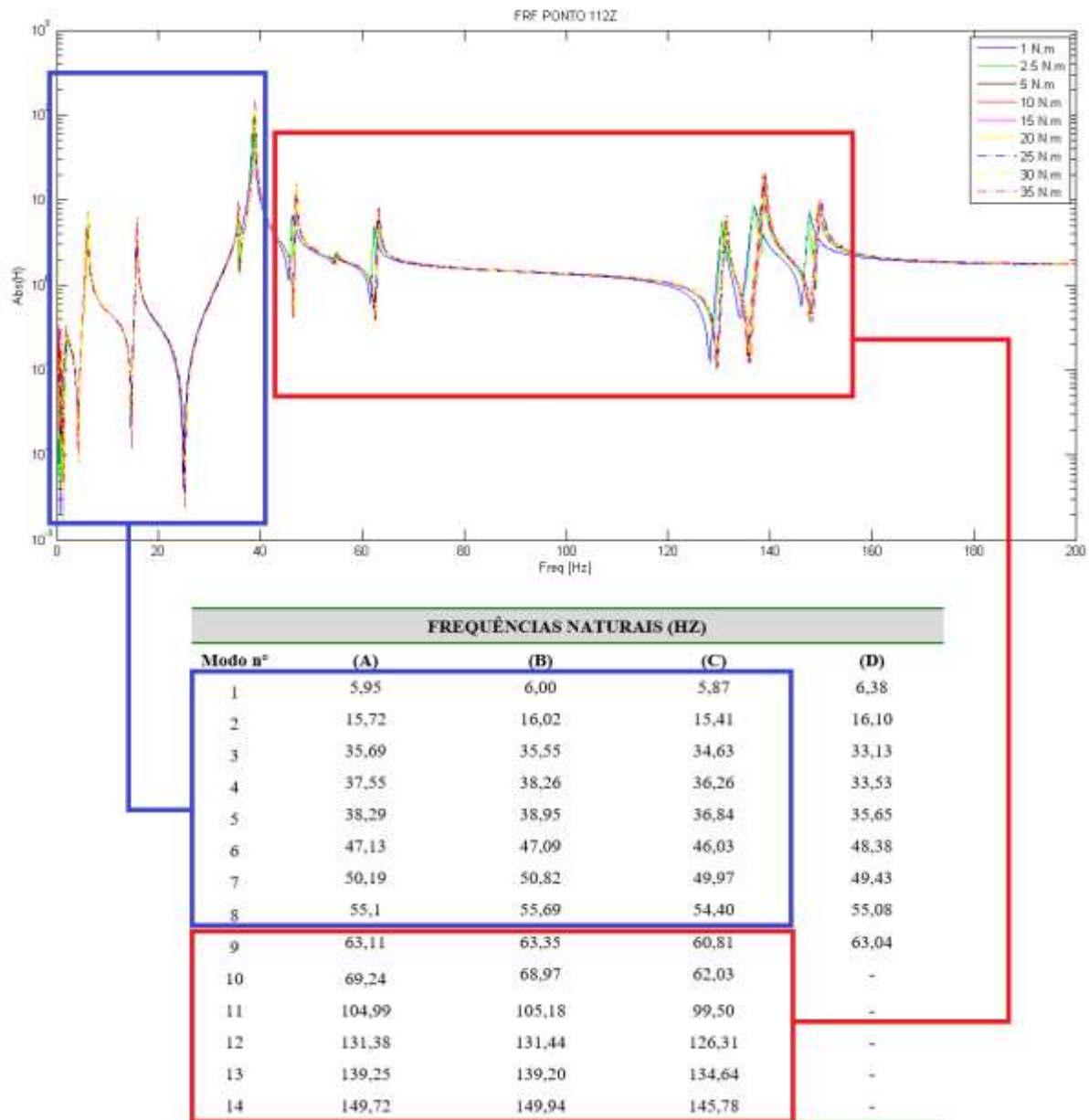


Fonte: Autoria própria.

A Figura 65 apresenta simultaneamente a variação das FRFs do ponto 111 z (Figura 64) e os resultados experimentais comparativos dos diferentes laboratórios (A, B e C), também indicado na Tabela 4 da seção 4.1.

Pode ser concluído do experimento 3 que o torque tem influência sobre os parâmetros modais da estrutura, conforme observado nas FRFs das Figuras 61 a 65. Destes resultados conclui-se que o torque é uma fonte de erro significativa. Pode-se inferir das curvas apresentadas nas Figuras de 61 a 64 que a partir do torque de 25 N.m não há variação na FRF, porém é recomendado utilizar o torque de 30 N.m para que a estrutura não perca o aperto na junta aparafusada durante o ensaio. Dos resultados obtidos foi observado que a variação do torque tem maior influência nas frequências mais elevadas, e isto pode explicar a diferença de resultados dos estudos realizados por Oliveira et al. (2013), uma vez que as últimas frequências foram as que mais se distanciaram dos valores obtidos neste trabalho e nos estudos conduzidos por Rett et al. (2010). Na Figura 65 é observado que os primeiros 8 modos (em azul) sofrem pouca influência do torque, pois os picos das FRFs se sobrepõem, já os 6 últimos modos (em vermelho) sofrem influência do torque, pois os picos se apresentam deslocados.

Figura 65 – Correlação da variação das FRFs do ponto 111 z com a tabela comparativa de resultados experimentais de diversos laboratórios



Fonte: Autoria própria.

A Tabela 6 apresenta a variação dos parâmetros modais quando se varia o torque de 1 N.m a 15 N.m na junta aparafusada asa fuselagem. Para o caso de 1 N.m não foi encontrado o sétimo modo e isso pode ser explicado devido ao baixo fornecimento de energia ao mesmo uma vez que, o módulo em questão tem movimento na direção x e a estrutura é excitada na direção z. A Tabela 7 apresenta a variação dos parâmetros modais quando se varia o torque de 20 N.m a 35 N.m na junta aparafusada asa fuselagem.

Tabela 6 – Tabela Comparativa dos parâmetros modais dos torques de 1 N.m a 15 N.m.

TABELA COMPARATIVA										
Modo n°	1 N.m		2,5 N.m		5 N.m		10 N.m		15 N.m	
	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)
1	6,00	1,00	6,07	0,60	6,12	0,67	5,89	0,97	6,09	0,38
2	15,65	0,28	15,71	0,23	15,75	0,25	15,69	0,25	15,76	0,25
3	35,55	0,63	35,70	0,25	35,71	0,28	35,69	0,23	35,73	0,26
4	37,02	0,25	36,70	0,20	37,63	0,14	36,43	0,23	36,68	0,54
5	38,53	0,34	38,92	0,21	38,94	0,19	38,88	0,26	38,95	0,18
6	46,09	0,64	46,82	0,39	47,09	0,28	46,95	0,22	47,11	0,22
7	-	-	49,10	1,15	49,92	0,80	50,02	0,62	50,10	0,52
8	54,38	0,28	54,66	0,20	54,88	0,13	54,92	0,18	55,04	0,14
9	62,21	0,40	62,76	0,24	63,04	0,27	63,10	0,21	63,13	0,23
10	69,12	0,13	99,16	0,11	69,19	0,12	69,18	0,12	69,19	0,11
11	103,56	0,20	104,77	0,21	104,95	0,19	105,06	0,12	104,98	0,18
12	130,56	0,2583	131,04	0,20	131,24	0,20	131,29	0,19	131,30	0,20
13	136,83	0,45	138,50	0,21	139,06	0,16	138,81	0,15	139,13	0,16
14	147,77	0,23	149,10	0,18	149,68	0,20	149,64	0,18	149,77	0,21

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 – Tabela Comparativa dos parâmetros modais dos torques de 20 N.m a 35 N.m.

TABELA COMPARATIVA								
Modo n°	20 N.m		25 N.m		30 N.m		35 N.m	
	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)	Freq. (Hz)	Amort. (%)
1	6,10	0,57	5,9	0,57	5,91	0,78	5,91	1,07
2	15,76	0,24	15,72	0,25	15,71	0,29	15,70	0,25
3	35,73	0,24	35,78	0,08	35,74	0,22	35,79	0,12
4	36,72	0,56	36,42	0,56	36,65	0,49	36,46	0,46
5	38,93	0,19	38,85	0,26	38,91	0,24	38,87	0,24
6	47,08	0,24	46,97	0,27	46,94	0,21	46,89	0,29
7	50,08	0,50	50,17	0,58	50,07	0,56	49,98	0,56
8	55,07	0,16	55,00	0,18	55,01	0,17	55,00	0,16
9	63,11	0,22	63,23	0,20	63,14	0,23	63,09	0,20
10	69,18	0,12	69,25	0,12	69,26	0,11	69,25	0,12
11	104,98	0,17	105,21	0,16	105,14	0,18	105,11	0,17
12	131,30	0,20	131,46	0,18	131,39	0,18	131,36	0,18
13	139,02	0,16	138,86	0,16	138,76	0,16	138,60	0,16
14	149,66	0,20	150,00	0,27	149,65	0,21	149,37	0,23

Fonte: Autoria própria.

## 5 CONCLUSÃO

Este trabalho trata da análise modal experimental de da estrutura GARTEUR SM-AG-19 e validação do modelo em elementos finitos refinado. Uma série de ensaios experimentais foram realizados visando complementar estudos desenvolvidos por outros pesquisadores sobre a estrutura GARTEUR SM-AG-19.

Dos resultados obtidos nesta pesquisa foi observado que o modelo de elemento finitos representa com boa precisão as frequências naturais e as formas modais da estrutura. Também pode ser concluído que a metodologia adotada na pesquisa foi eficiente de forma à orientar futuras pesquisas relacionadas a estrutura GARTEUR SM-AG-19.

Da comparação dos resultados desenvolvidos por outros pesquisadores foi observado maious grau de convergência com os da pesquisa de Rett et al. (2010).

A contribuição principal desta pesquisa é relacionada ao estudo do efeito da variação do torque na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem sobre os parâmetros modais da estrutura. Conclui-se que a influência do torque justifica as discrepâncias observadas entre os diferentes estudos apresentados na literatura com relação as frequências naturais dos modos mais elevados (seção 4.3). Em pesquisas futuras, para que os resultados sejam replicados, é recomendado com base nos resultados obtidos adotar um torque mínimo de 30 N.m na junta aparafusada entre a asa e a fuselagem.

### 5.1 TRABALHOS FUTUROS

Para pesquisas futuras é interessante executar novos ensaios de análise modal na estrutura estudada com aplicação de um tratamento viscoelástico à mesma de modo a comparar com os resultados de Balmès e Wright (1997).

Outra sugestão de trabalho futuro seria executar o ensaio de análise modal na estrutura excitando a mesma com valores de frequências acima de 150 Hz como foi feito por Govers (2012).

Uma última sugestão para trabalhos futuros seria a execução de ensaio de análise modal utilizando o método de múltiplas entradas e múltiplas saídas e excitação através de varredura senoidal.



## REFERÊNCIAS

AVITABILE, P. **Modal model correlation techniques**. 1998. 161 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Massachusetts Lowell, Lowell, 1998.

AVITABILE, P. **I still don't understand curvefitting. How do I get mode shapes from FRFs?**. Lowell: University of Massachusetts Lowell, 1999. Disponível em: <<https://www.uml.edu/Research/SDASL/Education/Modal-Space.aspx>>. Acessado em: 13 out. 2016.

BALMÈS, E.; WRIGHT, J. Results from the test of a single structure by 12 laboratories in Europe. In: INTERNACIONAL MODAL ANALYSIS CONFERENCE, 15., 1997, Orlando. **Anais ...**. Bethel: Society for Experimental Mechanics, 1997. p. 1346–1352, 1997.

EWINS, D. J. **Modal testing**: theory and practice. Taunton: Research Studies Press, 1984.

EWINS, D. J. **Modal testing**: theory, practice and application. 2. ed. Baldock: Research Studies Press, 2000.

GOVERS, Y.; LINK, L. Stochastic model updating of an aircraft like structure by parameter covariance matrix adjustment. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON NOISE AND VIBRATION ENGINEERING, 24., 2010, Leuven. **Anais...**. Leuven: Department of Mechanical Engineering of University of Leuven, 2010. p. 2639-2656.

GOVERS, Y. **Parameter identification of structural dynamic models by inverse statistical analysis**. 2012. 123 f. Tese (Doutorado em Engenharia Aeroespacial) – Faculdade de Kassel, Mönchebergstraße, 2012.

GROUP FOR AERONAUTICAL RESEARCH AND TECHNOLOGY IN EUROPE. **Garteur SM/AG19 TP 115 Report**. Châtillon: Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales, 1999.

HE, J.; FU, Z. **Modal analysis**. Woburn: Butterworth-Heinemann, Linacre House, 2001.

IBRAHIM, R. A.; PETTIT, C. L.; Uncertainties and Dynamic Problems of Bolted Joints and Other Fasteners. **Jornal of Sound and Vibration**. v 279, p. 857-936, 2003.

LINK, M.; FRISWELL, M.; Working Group 1: generation of validated structural dynamic models: results of a benchmark study utilizing the GARTEUR SM-AG-19 test-bed. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 17(1), p. 9–20, 2003.

MAIA, N. N. M.; SILVA, J. M. M. **Theoretical and experimental modal analysis**. Taunton: Research Studies Press, 1997.

MENDONÇA, W. R. P. **Estudo e implementação do método de Ewins-Gleeson para identificação de parâmetros modais**. 2007. 97 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica na Área de Projetos) – Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho”, Guaratinguetá, 2007.

MOREIRA, A. M. C.; BARROS, E.; CARNEIRO, S. H. S. Análise Modal Experimental de uma Maquete de Vigas. In: JORNADAS SULAMERICANA DE ENGENHARIA ESTRUTURAL, 32., 2006, Campinas. **Anais...** Campinas: Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Universidade Estadual de Campinas, 2006.

OLIVEIRA, E. L.; MARTO, A. G.; SILVA, R. G. A.; ARAUJO, E. F. R. Modal characterization of GARTEUR SM-AG-19 through modal I GRFP. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATION PROBLEM, 11., 2013, Lisboa. **Anais....** Lisboa: Department of Civil Engineering of Faculdade de Ciência e Tecnologia of Universidade Nova de Lisboa, 2013.

RETT, S. R.; NABARRETE, A.; ALBERTO, M. A.; GOÉS, L. C. S.; GUIMARÃES, G. P. Results of the GVT of the Unmodified GARTEUR SM-AG-19 Testbed in South America. In: AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC STRUCTURES, STRUCTURAL DYNAMICS, AND MATERIALS CONFERENCE, 11., 2010, Orlando. **Anais...** Orlando: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2010.

RICHARDSON, M. H.; FORMENTI, D. L. Parameter estimation frequency response measurements using rational fraction polynomials. In: INTERNACIONAL MODAL ANALYSIS CONFERENCE, 1., 1982 Orlando. **Anais ...** Bethel: Society for Experimental Mechanics, 1982. p. 1–15, 1982.

SALEHI, M.; ZIAEI-RAD, S.; Ground vibration test (GVT) and correlation analysis of an aircraft structure model. **Iranian Journal of Science & Technology**. v. 31, p. 65-80, 2007.

SILVA, J. M. M.; MAIA, N. N. M. **Modal analysis and testing**. Sesimbra: Springer-Science+Business Media, 1998.

**APÊNDICE A**  
**Informações completas do modelo de elementos finitos fornecidos pelo ANSYS**  
**WORKBENCH 14.5**

Details of "Geometry"	
<b>Definition</b>	
Source	C:\Users\Adelmo\D...
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	2000, mm
Length Y	477,8 mm
Length Z	1500, mm
<b>Properties</b>	
<input type="checkbox"/> Volume	1,5032e+007 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Mass	43,843 kg
Scale Factor Value	1,
<b>Statistics</b>	
Bodies	40
Active Bodies	40
Nodes	78065
Elements	29874
Mesh Metric	None
<b>Basic Geometry Options</b>	
Parameters	Yes
Parameter Key	D5
Attributes	No
Named Selections	No
Material Properties	No
<b>Advanced Geometry Options</b>	
Use Associativity	Yes
Coordinate Systems	No
Reader Mode Saves Updated File	No
Use Instances	Yes
Smart CAD Update	No
Attach File Via Temp File	Yes
Temporary Directory	C:\Users\Adelmo\A...
Analysis Type	3-D
Decompose Disjoint Geometry	Yes
Enclosure and Symmetry Process...	Yes

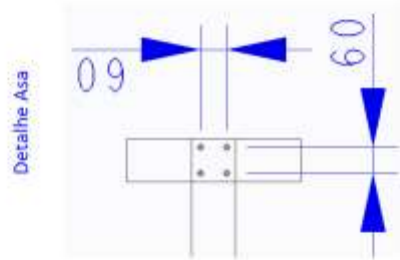
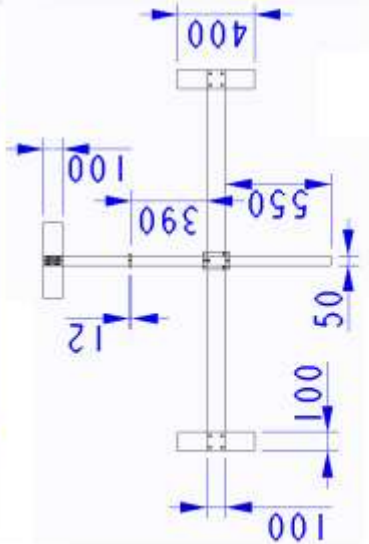
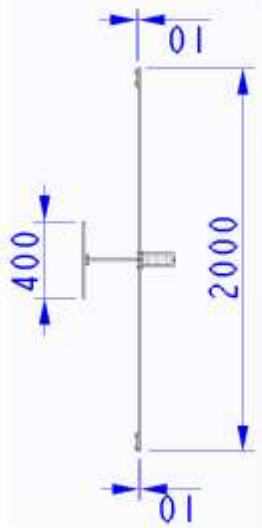
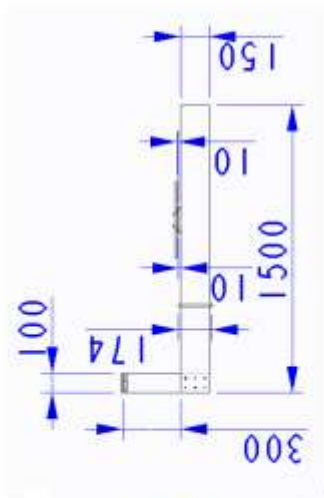
Details of "Connections"	
<b>Auto Detection</b>	
Generate Automatic Connection On Refresh	Yes
<b>Transparency</b>	
Enabled	Yes
<b>Exemplo de superfície de contato leme vertical</b>	
<b>Details of "Contact Region"</b>	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	3 Faces
Target	3 Faces
Contact Bodies	MSBR
Target Bodies	MSBR
<b>Definition</b>	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	6,3831 mm
Suppressed	No
<b>Advanced</b>	
Formulation	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled

Details of "Mesh"	
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
<b>Sizing</b>	
Use Advanced Size Function	Off
Reference Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Element Size	10,0 mm
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	0,707110 mm
<b>Inflation</b>	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
<b>Patch Conforming Options</b>	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
<b>Advanced</b>	
Shape Checking	Standard Mecha...
Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assembly	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Red...
Mesh Morphing	Disabled
<b>Defeaturing</b>	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
<input type="checkbox"/> Defeaturing Tolerance	Default
<b>Statistics</b>	
<input type="checkbox"/> Nodes	78065
<input type="checkbox"/> Elements	29874
Mesh Metric	None

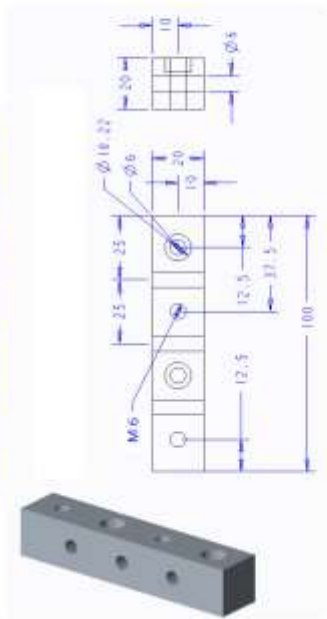
**ANEXOS**

**ANEXO A**

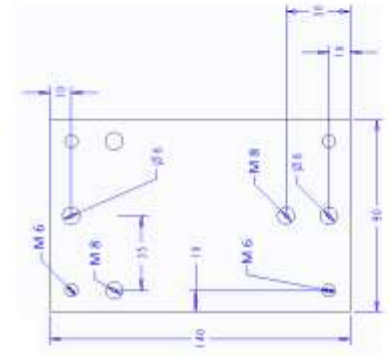
**Desenho de fabricação da estrutura GARTEUR SM-AG-19**



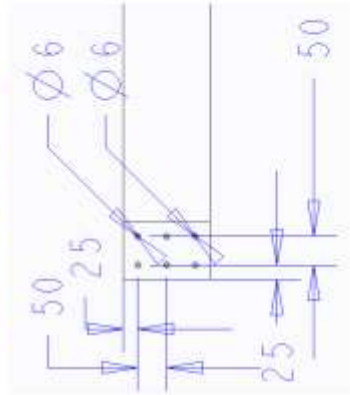
Detalhe da União Lemes Vertical/Horizontal



Detalhe Junta Asa/Fuselagem

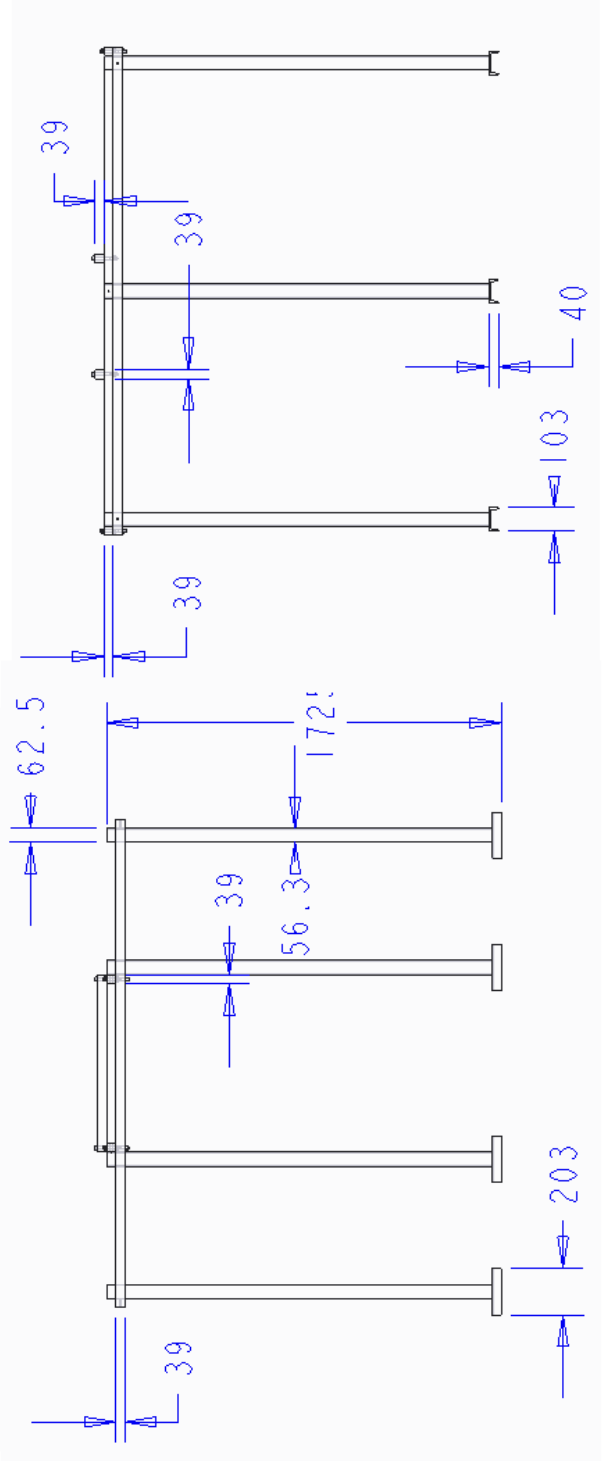
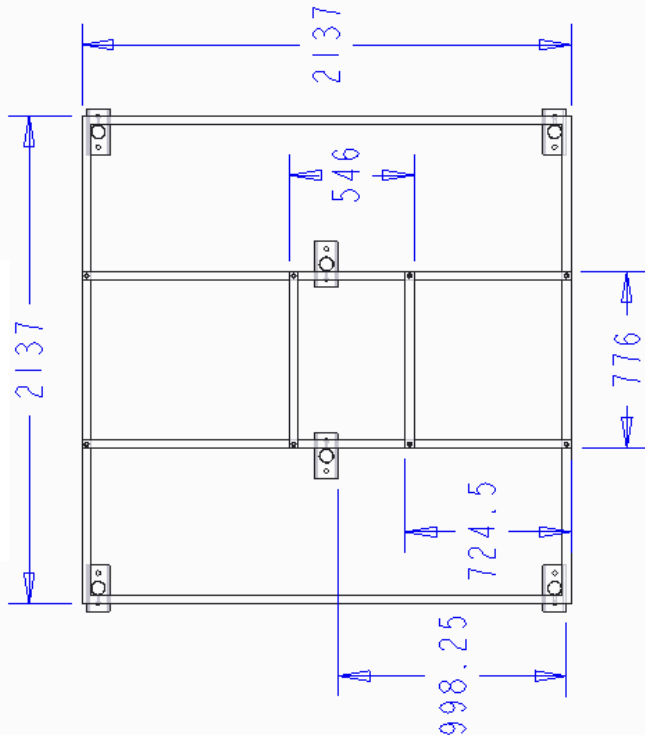
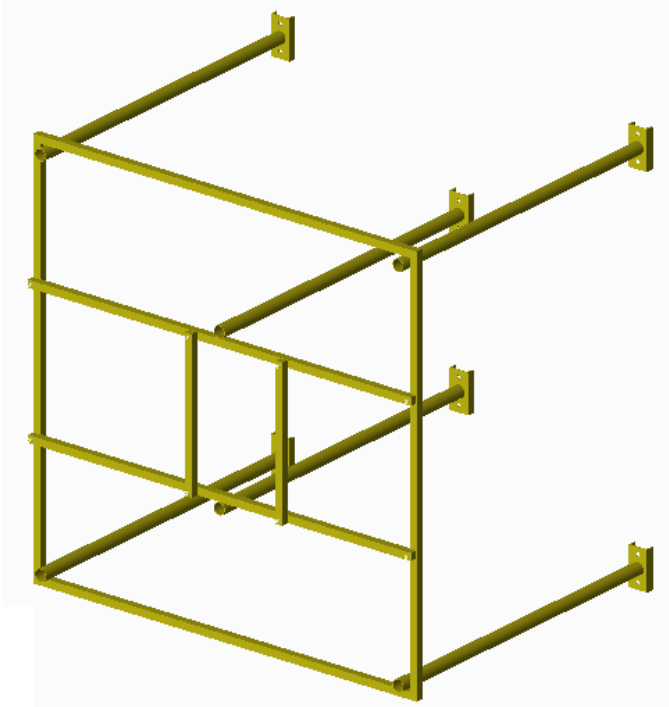


Detalhe Encaixe Leme Vertical





**ANEXO B**  
**Desenho de fabricação do pórtico**



**ANEXO C**

**Datasheet do transdutor de força ENDEVCO 2311-10**

# ENDEVCO MODEL 2311-1

**-10**  
**-100**  
**-500**

# ISOTRON® Force Sensor

## SPECIFICATIONS

The following performance specifications are typical values, referenced at +75°F (+24°C), 4 mA, and 100 Hz, unless otherwise noted.

DYNAMIC CHARACTERISTICS	Units	-1	-10	-100	-500
RANGE, F.S.	lbf	+5000/-500 (1)	+500/-500	+50/-50	+10/-10
	N	+22 000/-2200	+2200/-2200	+220/-220	+44/-44
VOLTAGE SENSITIVITY, Typical	mV/lbf	1	10	100	500
FREQUENCY RESPONSE					
Resonance Frequency	kHz	75			
MAXIMUM COMPRESSION	lbf (N)	+15 000 (+66 000)	+10 000 (+44 000)	+1000 (+4400)	+200 (+880)
MAXIMUM TENSION	lbf (N)	-500 (-2200)	-500 (-2200)	-500 (-2200)	-200 (-880)

## OUTPUT CHARACTERISTICS

### OUTPUT POLARITY

Compression force produces positive output, tension force produces negative output

DC OUTPUT BIAS VOLTAGE	Vdc	+9 to +12
OUTPUT IMPEDANCE	$\Omega$	$\leq 100$
FULL SCALE OUTPUT VOLTAGE	V	$\pm 5$
RESIDUAL NOISE	equiv. lbf rms	0.007
GROUNDING		Signal ground connected to case

## POWER REQUIREMENT

COMPLIANCE VOLTAGE	Vdc	+18 to +24
SUPPLY CURRENT	mA	+2 to +10

## ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS

TEMPERATURE RANGE		-67°F to +257°F (-55°C to +125°C)
HUMIDITY		Epoxy sealed
SINUSOIDAL VIBRATION LIMIT	g pk	5000
SHOCK LIMIT	g pk	10 000

## PHYSICAL CHARACTERISTICS

DIMENSIONS		See Outline Drawing
WEIGHT	gm (oz)	28 (1)
CASE MATERIAL		17-4 PH Stainless Steel
CONNECTOR/CABLE		Slide mounted 10-32 receptacle, mates with Endevco 3000 Series Cable
MOUNTING THREADS		1/4-28 UNF-2B, 0.175 deep
MOUNTING TORQUE	lbf-in (Nm)	24 (2.7)

**ANEXO D**  
**Datasheet do Acelerômetro 4520**

## 4520 - Miniature cubic triaxial CCLD accelerometer, 10 mV/g



Frequency	1.9 - 7000 Hz
Sensitivity	10 mV/g
Temperature	-51 - 121 °C
Residual Noise Level in Spec Freq Range (rms) ±	7 mg
Maximum Operational Level (peak)	500 g
Maximum Shock Level (± peak)	5000 g
Weight	2.9 gram
Electrical Connector	4-pin
Mounting	Adhesive
Accessory Included	None
Clip/Stud/Screw included	None
Output	CCLD
Unigain	No
Triaxial	Yes
TEDS	No
Dynamic Range	
Resonance Frequency	30 kHz

**ANEXO E**  
**Datasheet do Acelerômetro 4507-B-004**

## CCLD Accelerometer Type 4507-B-004



Frequency	0.3 - 6000 Hz
Sensitivity	100 mV/g
Temperature	-54 - 121 °C
Residual Noise Level in Spec Freq Range (rms) ±	.35 mg
Maximum Operational Level (peak)	70 g
Maximum Shock Level (± peak)	
Weight	4.8 gram
Electrical Connector	10-32 UNF
Mounting	
Accessory Included	
Clip/Stud/Screw included	
Output	CCLD
Unigain	No
Triaxial	No
TEDS	No
Dynamic Range	
Resonance Frequency	