

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2006

FÁBIO EDUARDO DE ALMEIDA

ISOLAMENTO PASSIVO DE VIBRAÇÕES ALEATÓRIAS ATUANTES SOBRE
EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS AERONÁUTICOS EMBARCADOS

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

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva


Guaratinguetá
2006

A447i Almeida, Fábio Eduardo de
Isolamento passivo de vibrações aleatórias atuantes sobre equipamentos eletrônicos aeronáuticos embarcados / Fábio Eduardo de Almeida . – Guaratinguetá : [s.n.], 2006
146 f. : il.
Bibliografia: f. 142-143

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2006
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Dinâmica estrutural I. Título

CDU 531.3

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

ISOLAMENTO PASSIVO DE VIBRAÇÕES ALEATÓRIAS ATUANTES
SOBRE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS AERONÁUTICOS
EMBARCADOS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE

“**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**”

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAIS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador/UNESP – FEG

Prof. Dr. CARLOS D’ANDRADE SOUTO
CTA – IAE

Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
UNESP – FEG

Dezembro de 2006

DADOS CURRICULARES

FÁBIO EDUARDO DE ALMEIDA

NASCIMENTO	07.07.1969 – ITAJUBÁ / MG
FILIAÇÃO	José de Almeida Dias Helena de Almeida Dias
2005/2006	Mestrado Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP
1987/1991	Curso de Graduação Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI

Dedico esta dissertação aos meus pais, irmãs, esposa, afilhada e especialmente aos meus filhos, Christian e Alexander, que souberam compreender a minha ausência e muito me apoiaram e motivaram durante este período de estudos. Certamente sem este suporte não teria alcançado esta conquista.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família que foram e são meus grandes incentivadores e sempre me apoiaram.

Um agradecimento especial aos amigos, Carlos D'Andrade Souto e José Antonio Azevedo Duarte que me apoiaram e motivaram muito na execução desta Dissertação.

Agradeço ainda aos parceiros da empresa em que o equipamento foi ensaiado e construído, especialmente pelo apoio e prestatividade de toda equipe.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva, que me apoiou e incentivou na execução desta Dissertação.

Agradeço muito aos professores e funcionários em geral deste campus que são muito atenciosos com os alunos, estando sempre dispostos a ajudar e ensinar.

"A coisa mais indispensável ao homem é saber o uso que deve fazer do seu próprio conhecimento."

Duarte Martins

ALMEIDA, F. E. **Isolamento Passivo de Vibrações Aleatórias Atuantes Sobre Equipamentos Eletrônicos Aeronáuticos Embarcados**. Guaratinguetá, 2006. 152f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006

RESUMO

Equipamentos aeronáuticos embarcados podem ser submetidos a elevados níveis de vibração durante o vôo. Normas internacionais especificam os níveis de vibração que os componentes de uso civil e militar devem ser capazes de suportar de acordo com o emprego e com o tipo de aeronave ao qual serão integrados. Em alguns equipamentos aeronáuticos considerações de geometria e massa limitam severamente as opções de projeto no sentido de evitar ressonâncias na faixa de frequência de qualificação do equipamento, o que pode fazer com que componentes eletrônicos internos sofram níveis muito elevados de vibração. O presente trabalho visa à redução das cargas dinâmicas com a introdução de dispositivos do tipo passivo de isolamento de vibração. Para redução e amortecimento de vibrações foram utilizados materiais com baixa rigidez, mas resistência mecânica suficiente para suportar os esforços dinâmicos. Diversas configurações de isoladores fabricadas com vários materiais (poliuretano, silicone, polietileno e uma combinação de polietileno e silicone) foram ensaiadas. A solução adotada foi analisada também por simulações numéricas pelo método dos elementos finitos, obtendo-se respostas em frequência (acelerações), deslocamentos e tensões. Os deslocamentos e os valores máximos de tensão calculados apresentaram valores inferiores aos máximos admissíveis. Os resultados numéricos e experimentais apresentaram boa correlação entre si.

A combinação de polietileno e silicone obteve o melhor desempenho permitindo uma redução de aproximadamente 85% do nível de vibração RMS sobre o equipamento e os componentes eletrônicos.

PALAVRAS-CHAVE: Isolamento de vibrações, ensaios dinâmicos, ressonância, vibrações, método dos elementos finitos.

ALMEIDA, F. E. Isolamento Passivo de Vibrações Aleatórias Atuantes Sobre Equipamentos Eletrônicos Aeronáuticos Embarcados. Guaratinguetá, 2006. 152f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006

ABSTRACT

Aeronautical systems can be submitted to high levels of vibration during flight. International standards specify the vibration levels that this kind of systems must withstand according to its function and the aircraft where it will be integrated. For some of these systems, geometry and mass properties are strictly defined by some design issues and therefore cannot be changed in order to achieve better dynamical properties and avoid resonance peaks or high vibrations level in internal electronic components. The main goal of this work is to reduce the dynamic loads acting on sensible electronic equipment using passive vibration isolators. Materials with provide low suspension resonance frequencies but enough mechanical strength and a medium loss factor are used to build vibration isolators. Some simple vibration isolators devices made by polymers are evaluated by dynamic tests performed with an airborne equipment. The devices tested are made by polyurethane, silica, polyethylene and a combination of the two formers. The dynamical behavior of the configuration with better performance is also analyzed through numerical simulation by finite element method. The numerical results for the dynamic responses are compared with the experimental results and shown good agreement. The combination of silica and polyethylene have show the better performance supporting appropriately the dynamic loads and reducing the RMS vibration level measured in the electronic components in 85%.

KEYWORDS: Vibration, vibration isolation, damping, dynamic tests, finite elements.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 -	Sistema massa-mola com amortecimento.	38
Figura 2.2 -	Fator de amortecimento na resposta livre.	47
Figura 2.3 -	Resposta de um sistema de um grau de liberdade.	50
Figura 2.4 -	Ângulo de fase da resposta à excitação harmônica.	50
Figura 2.5 -	Resposta do sistema ao impulso unitário.	54
Figura 2.6 -	Força do tipo determinístico.	55
Figura 2.7 -	Força do tipo aleatório.	55
Figura 2.8 -	Sinal aleatório truncado no período $-T$ a T .	58
Figura 2.9 -	Curva de PSD por frequência.	60
Figura 2.10 -	Sistema de 1 grau de liberdade excitado pela base.	69
Figura 2.11 -	Transmissibilidade em função de Ω e ξ .	70
Figura 3.1 -	Pontos de fixação dos acelerômetros	73
Figura 3.2 -	Equipamento montado sobre o excitador	75
Figura 3.3 -	Resposta dinâmica do ponto A - sem isoladores	76
Figura 3.4 -	Resposta dinâmica do ponto B - sem isoladores	76
Figura 3.5 -	Resposta dinâmica do ponto C - sem isoladores	77
Figura 3.6 -	Resposta dinâmica do ponto D - sem isoladores	77
Figura 3.7 -	Resposta dinâmica do ponto E - sem isoladores	78
Figura 3.8 -	Isoladores de poliuretano	78
Figura 3.9 -	Resposta dinâmica do ponto A - isoladores de poliuretano	79
Figura 3.10 -	Resposta dinâmica do ponto B - isoladores de poliuretano	80
Figura 3.11 -	Resposta dinâmica do ponto C - isoladores de poliuretano	80
Figura 3.12 -	Resposta dinâmica do ponto D - isoladores de poliuretano	81

Figura 3.13 - Resposta dinâmica do ponto E - isoladores de poliuretano	81
Figura 3.14 - Isoladores de silicone	82
Figura 3.15 - Resposta dinâmica do ponto A - isoladores de silicone	83
Figura 3.16 - Resposta dinâmica do ponto B - isoladores de silicone	83
Figura 3.17 - Resposta dinâmica do ponto C - isoladores de silicone	84
Figura 3.18 - Resposta dinâmica do ponto D - isoladores de silicone	84
Figura 3.19 - Resposta dinâmica do ponto E - isoladores de silicone	85
Figura 3.20 - Isoladores de polietileno	86
Figura 3.21 - Resposta dinâmica do ponto A - polietileno	86
Figura 3.22 - Resposta dinâmica do ponto B - polietileno	87
Figura 3.23 - Resposta dinâmica do ponto C - polietileno	88
Figura 3.24 - Resposta dinâmica do ponto D - polietileno	88
Figura 3.25 - Resposta dinâmica do ponto E - polietileno	89
Figura 3.26 - Falha no polietileno	89
Figura 3.27 - Fotografia dos isoladores de polietileno	90
Figura 3.28 - Resposta dinâmica do ponto A - polietileno e silicone	91
Figura 3.29 - Resposta dinâmica do ponto B - polietileno e silicone	91
Figura 3.30 - Resposta dinâmica do ponto C - polietileno e silicone	92
Figura 3.31 - Resposta dinâmica do ponto D - polietileno e silicone	92
Figura 3.32 - Resposta dinâmica do ponto E - polietileno e silicone	93
Figura 3.33 - Fotografia da fita de polietileno inferior	93
Figura 3.34 - Isoladores de polietileno	94
Figura 4.1 - Ilustração do equipamento a ser modelado.	96
Figura 4.2 - Vista explodida do equipamento modelado	96
Figura 4.3 - Propriedades de massa do equipamento	97

Figura 4.4 -	Modelo completo do equipamento.	100
Figura 4.5 -	FEM - PCB's, componentes e tirantes (vista especial).	101
Figura 4.6 -	FEM - Estrutura de alumínio 2024 T351.	102
Figura 4.7 -	FEM - Base em "C" de alumínio 2024 T351	102
Figura 4.8 -	FEM - Dissipadores térmicos de alumínio 2024 T351	103
Figura 4.9 -	FEM - Prolongador do conector 2 e conector 1	103
Figura 4.10 -	FEM - Tiras de isoladores de polietileno	104
Figura 4.11 -	FEM - Isoladores de silicone	104
Figura 4.12 -	Restrições aos possíveis deslocamentos	106
Figura 4.13 -	Envelope de excitação aleatória	107
Figura 4.14 -	Nós selecionados no modelo	108
Figura 4.15 -	Pontos de fixação dos acelerômetros	108
Figura 4.16 -	Primeiro modo global na direção X	111
Figura 4.17 -	Primeiro modo global na direção X - PCB's	111
Figura 4.18 -	Segundo modo global na direção X	112
Figura 4.19 -	Segundo modo global na direção X - PCB's	112
Figura 4.20 -	Primeiro modo local na direção X - PCB's	113
Figura 4.21 -	Segundo modo local na direção X - PCB's	113
Figura 4.22 -	Terceiro modo local na direção X - PCB's	114
Figura 4.23 -	Quarto modo local na direção X - PCB's	114
Figura 4.24 -	Quinto modo local na direção X - PCB's	115
Figura 4.25 -	Sexto modo local na direção X - PCB's	115
Figura 4.26 -	Deslocamentos na estrutura na direção X	118
Figura 4.27 -	Deslocamentos nas PCB's na direção X	118
Figura 4.28 -	Acelerações na estrutura na direção X	119

Figura 4.29 -	Acelerações nas PCB's na direção X	120
Figura 4.30 -	Aceleração PSD [$\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$] x Freqüência [Hz] - nó 50	120
Figura 4.31 -	Aceleração PSD [$\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$] x Freqüência [Hz] - nó 5307	121
Figura 4.32 -	Aceleração PSD [$\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$] x Freqüência [Hz] - nó 1174	121
Figura 4.33 -	Aceleração PSD [$\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$] x Freqüência [Hz] - nó 1727	122
Figura 4.34 -	Aceleração PSD [$\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$] x Freqüência [Hz] - nó 1737	122
Figura 4.35 -	Tensões no alumínio	124
Figura 4.36 -	Tensões nas PCB's - σ_y	124
Figura 4.37 -	Tensões nas PCB's - σ_z	125
Figura 4.38 -	Tensões nas PCB's - τ_{yz}	125
Figura 4.39 -	Tensões nos parafusos - $\sigma_{\text{Von Mises}}$	126
Figura 4.40 -	Tensões nos isoladores de poliuretano - σ_x	126
Figura 4.41 -	Tensões nos isoladores de poliuretano - σ_y	127
Figura 4.42 -	Tensões nos isoladores de poliuretano - τ_{xy}	127
Figura 5.1 -	Método de "Half Power Bandwidth"	130
Figura 5.2 -	Respostas dinâmicas sem isoladores	131
Figura 5.3 -	Respostas dinâmicas com isoladores poliuretano	131
Figura 5.4 -	Respostas dinâmicas com isoladores silicone	131
Figura 5.5 -	Respostas dinâmicas com isoladores de polietileno	132
Figura 5.6 -	Respostas dinâmicas com isoladores - solução híbrida	132
Figura 5.7 -	Comparação das respostas dinâmicas do ponto externo A-1	136
Figura 5.8 -	Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno C-1	136
Figura 5.9 -	Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno D-1	136
Figura 5.10 -	Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno E-1	136
Figura 5.11 -	Comparação das respostas dinâmicas do ponto externo A-2	138

- Figura 5.12 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno C-2 138
- Figura 5.13 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno D-2 138
- Figura 5.14 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno E-2 138

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Relação entre nós e pontos de acelerômetros	73
Tabela 4.1 - Propriedades de massa	99
Tabela 4.2 - Propriedades dos materiais	105
Tabela 4.3 - Frequências naturais	109
Tabela 4.4 - Deslocamentos máximos	117
Tabela 4.5 - Folga mínima	118
Tabela 4.6 - Tensões no equipamento	123
Tabela 4.7 - Tensões nos isoladores	123
Tabela 4.8 - Margens de segurança	128
Tabela 5.1 - Propriedades mecânicas dos isoladores	129
Tabela 5.2 - Fator de amortecimento dos isoladores	130
Tabela 5.3 - Razão de frequências - Ω	132
Tabela 5.4 - Densidades espectrais de potência e GRMS	133
Tabela 5.5 - Comparação entre resultados de ensaio e simulados	134

LISTA DE SÍMBOLOS

A – Amplitude de uma oscilação

\vec{a} - Vetor de aceleração de um ponto

c – Coeficiente de amortecimento viscoso

c_{cr} – amortecimento crítico

$[c]$ - Matriz diagonal de amortecimento do sistema

$[C]$ - Matriz de amortecimento do sistema

E – Módulo de elasticidade

f – frequência natural não circular

$\{F(t)\}$ - Vetor de forças externas do sistema

$F(t)$ - Forças externa aplicada ao sistema

F_c - Forças de um amortecedor

F_k - Forças de uma mola

$F_c(t)$ - Forças de reação de um amortecedor

$F_k(t)$ - Forças de reação de uma mola

\vec{F} - Vetor força resultante

G_{RMS} – Valor quadrático da aceleração

$H(\Omega)$ - Fator de amplificação de um sistema mecânico

$H(i\omega)$ - Função de resposta em frequência

$[J(i\omega)]$ - Matriz de densidades espectrais cruzadas da forças generalizadas

k – Coeficiente de rigidez de uma mola

$[k]$ - Matriz de Rigidez diagonalizada

$[K]$ - Matriz de Rigidez do sistema

L – Função Lagrangeana

m – massa de um sistema mecânico

$[m]$ - Matriz de massa diagonalizada

$[M]$ - Matriz de massa do sistema

MS_e - Margem de segurança de escoamento

MS_r - Margem de segurança de ruptura

\bar{p} - Vetor de quantidade de movimento de translação
 P - Variação de energia dissipada
 PSD – Power spectral density (densidade espectral de potência)
 Q_x – Força generalizada
 R_y – Função de autocorrelação
 S_y – Função densidade espectral de potência
 $[S_f(i\omega)]$ - Matriz de densidades espectrais das forças aplicadas
 $[S_{ur}(\omega)]$ - Densidade espectral de potência do grau de liberdade r
 T – Energia cinética do sistema
 T_n – Período de vibração
 U – Energia potencial do sistema
 \bar{v} - Vetor velocidade de um ponto
 v_0 – velocidade inicial
 x_0 – deslocamento inicial
 $\{x\}$ - Vetor de deslocamentos do sistema
 $x(t)$ - Grau de liberdade de translação
 $\dot{x}(t)$ - Velocidade de um grau de liberdade de translação
 $\{\dot{x}\}$ - Vetor velocidades do sistema
 $\{\ddot{x}\}$ - Vetor acelerações do sistema
 \bar{y} - Valor médio
 y_{RMS} - Valor quadrático médio
 δW_i - trabalho virtual total
 δW_a - trabalho virtual de todas as forças aplicadas
 δW_i - trabalho das forças de inércia
 w – Frequência de excitação de um sistema mecânico
 w_n – Frequência natural não amortecida
 w_d – Frequência natural amortecida
 w_1 – frequência reduzida de 3db (esquerda) - método Half Power Bandwidth
 w_2 – frequência reduzida de 3db (direita) - método Half Power Bandwidth

$\{q\}$ - Vetor deslocamentos
 $\{\dot{q}\}$ - Vetor velocidade
 $\{\ddot{q}\}$ - Vetor aceleração
 φ - Ângulo de fase
 ζ - Fator de amortecimento
 $\zeta_{externo}$ - Fator de amortecimento externo
 $\zeta_{interno}$ - Fator de amortecimento interno
 Ω - Razão de frequência de excitação e a frequência natural não amortecida
 ν_{xy} - Coeficiente de Poisson
 ρ - Massa específica
 $\{\eta(t)\}$ - Coordenadas generalizadas
 $[\phi]$ - Primeiros autovetores do sistema
 $[\Lambda]$ - Matriz diagonal dos quadrados das frequências naturais
 σ - Desvio padrão
 $\sigma_{atuante}$ - Tensão atuante em um sistema mecânico
 σ_{esc} - Tensão de escoamento
 σ_{rup} - Tensão de ruptura
 σ_{RMS} - Tensão RMS
 σ_{pico} - Tensão de pico ($3 \times \sigma_{RMS}$)
 $\sigma_{von,max}$ - Tensão máxima atuante de Von-Mises
 $\sigma_{x,max}$ - Tensão máxima atuante na direção X
 $\sigma_{y,max}$ - Tensão máxima atuante na direção Y
 $\sigma_{z,max}$ - Tensão máxima atuante na direção Z
 $\sigma_{axial,max}$ - Tensão axial máxima, direção X de um elemento linha
 τ_{rup} - Tensão cisalhante de ruptura
 τ_{rad,max_y} - Tensão radial máxima, direção Y de um elemento linha
 τ_{rad,max_z} - Tensão radial máxima, direção Z de um elemento linha

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS
LISTA DE TABELAS
LISTA DE SIMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	22
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
1.3	OBJETIVOS	31
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	32
2	DINÂMICA ESTRUTURAL	34
2.1	INTRODUÇÃO A DINÂMICA ESTRUTURAL	34
2.2	OBJETIVO DA DINÂMICA ESTRUTURAL	36
2.3	FUNDAMENTOS DE ANÁLISE E MODELO MATEMÁTICO	37
2.3.1	Mecânica Lagrangeana	39
2.3.1.1	Equações de Lagrange	39
2.3.1.2	Princípio de Hamilton	40
2.3.2	Sistemas mecânicos conservativos	41
2.4	VIBRAÇÕES LIVRES	42
2.4.1	Vibrações livres sem amortecimento	42
2.4.2	Vibrações livres com amortecimento	44
2.4.2.1	Amortecimento supercrítico (>1)	45
2.4.2.2	Amortecimento crítico ($=1$)	45
2.4.2.3	Amortecimento subcrítico ($0 < <1$)	46
2.5	VIBRAÇÕES FORÇADAS	47

2.5.1	Excitações harmônicas	47
2.5.2	Ressonância	49
2.5.3	Excitações transientes	52
2.5.4	Excitações aleatórias	54
2.5.4.1	Resposta de um grau de liberdade à excitações aleatórias	61
2.5.4.2	Resposta de vários graus de liberdade à excitações aleatórias	62
2.5.4.3	Resposta de vários graus de liberdade - método de superposição modal	65
2.6	ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES	69
3	ENSAIOS DINÂMICOS	71
3.1	ENSAIOS DINÂMICOS SEM ISOLADORES	75
3.2	ENSAIOS DINÂMICOS COM ISOLADORES DE POLIURETANO	78
3.3	ENSAIOS DINÂMICOS COM ISOLADORES DE SILICONE	82
3.4	ENSAIOS DINÂMICOS COM ISOLADORES DE POLIETILENO	85
3.5	ENSAIOS COM ISOLADORES DE POLIETILENO E SILICONE	90
4	SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS	95
4.1	DESCRIÇÃO DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	95
4.2	PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	105
4.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO	106
4.3.1	Restrições	106
4.3.2	Cargas dinâmicas aleatórias	106
4.3.3	Pontos das respostas dinâmicas aleatórias	107
4.4	RESULTADOS DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	109
4.4.1	Análise modal	109
4.4.2	Resultados das análises aleatórias	116
4.4.3	Deslocamentos	117

4.4.4	Acelerações	119
4.4.5	Tensões	123
5	DISCUSSÃO DE RESULTADOS	129
5.1	COMPARAÇÃO DOS ENSAIOS DINÂMICOS	129
5.2	COMPARAÇÃO DA ANÁLISE COM OS ENSAIOS	134
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	139
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	142
	ANEXO A - Tabela de durezas	144
	ANEXO B - Informações do acelerômetro	145

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada uma introdução geral sobre a dissertação, abrangendo desde a importância do trabalho, passando por uma revisão sobre assuntos relacionados, objetivos a serem alcançados até uma descrição sobre a estrutura da dissertação.

1.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Equipamentos embarcados em aeronaves militares são submetidos a intensos carregamentos dinâmicos. Visando simular o ambiente operacional, normas internacionais especificam níveis de vibração os quais devem ser submetidos em ensaios de qualificação. As partes internas dos equipamentos devem suportar o severo nível de vibração a que serão expostos evitando fadiga em componentes montados, juntas soldadas, conectores, etc. (STEINBERG, 1988; WILKE, 1988).

Componentes eletrônicos militares podem resistir a elevados níveis de vibração. No entanto, seu uso implica em elevados custos e há uma clara tendência em utilizar ao máximo componentes eletrônicos de padrões não militares e custo mais baixo (VEPRIK, 2000).

O nível de vibração para o qual tais componentes são qualificados é inferior ao que será submetido o equipamento completo. Como solução para este problema, isoladores de vibração têm sido utilizados (VEPRIK, 2003). O uso de isoladores para reduzir vibrações, aumentar a confiabilidade e tempo de vida de equipamentos eletrônicos já vem sendo estudado e indicado por diversos pesquisadores (STEINBERG, 1988; WILKE, 1988; ZHENG, 2003).

O enfoque principal do presente trabalho é a redução dos níveis de vibração sobre o equipamento e sobre os componentes eletrônicos. Assim buscou-se através de uma revisão bibliográfica alternativas para esta tarefa.

Com a definição de que se utilizaria isolamento passivo de vibração, foram selecionados materiais flexíveis de forma a permitir a redução dos níveis de energia oscilatória sobre o sistema. Os materiais selecionados foram poliuretano, silicone e polietileno.

Estudos baseados na revisão bibliográfica serviram de suporte para a definição da geometria dos isoladores buscando-se obter a maior razão de frequência (razão entre a frequência do equipamento e a frequência do isolador) que garante maior eficiência do sistema, conforme será descrito adiante no Capítulo 2.6. Tinha-se como restrição de projeto que o equipamento não deveria ter suas dimensões externas modificadas e assim os isoladores não poderiam ter espessuras superiores a um milímetro. As baixas espessuras juntamente com a pequena massa do equipamento tendem a promover uma menor razão de frequências, exigindo que os isoladores fossem o mais flexíveis possíveis para buscar-se valores de razão de frequência superiores a quatro, que segundo a teoria para um grau de liberdade permitiriam uma redução da força transmitida em 80%.

Uma vez que a carga dinâmica aleatória seria amplificada em decorrência das ressonâncias e desta forma poderia causar danos aos componentes internos, fabricou-se um protótipo do equipamento para submetê-lo aos ensaios dinâmicos sem por em risco os componentes eletrônicos mais sensíveis e caros.

Os pontos externos e internos ao protótipo foram especificados onde deveriam ser monitoradas as acelerações durante os ensaios dinâmicos. Os pontos internos foram escolhidos sobre a PCB (Printed Circuit Board). Em função de limitações de carga do excitador não foi possível aplicar os níveis de excitação previstos na norma MIL-STD-810D e um nível reduzido foi aplicado ao protótipo. Os ensaios foram realizados por um laboratório especializado em aplicação de cargas dinâmicas.

Após os ensaios realizou-se a interpretação das respostas dinâmicas e determinou-se a melhor solução que atendia aos requisitos estruturais e de isolamento de vibração.

Para a solução de projeto adotada foi elaborado um modelo de elementos finitos ao qual se aplicou a excitação aleatória prevista na norma e pôde-se obter as margens de segurança e assim garantir que o equipamento suportaria os ensaios dinâmicos de

qualificação a que seria submetido futuramente. A revisão bibliográfica mostrou que simulações podem ser feitas através do método dos elementos finitos (BATHE, 1996; FILHO, 2005) e permitem reduzir os custos com protótipos e ensaios. Este método numérico amplamente utilizado na mecânica estrutural também tem sido utilizado em projetos de isoladores (ZHENG, 2003; WILKE, 1988).

A energia oscilatória de excitação que atua durante o funcionamento e qualificação destes equipamentos é composta por vibrações aleatórias (NEWLAND; 2005; WIRSCHING, 1995; STEINBERG, 1988), onde todas as frequências naturais, dentro da faixa de frequências ensaiada, são excitadas. O amortecimento limita a resposta do sistema, sendo que este assume valores diferentes dependendo do tipo de material do isolador (HARRIS, 2001, INMAN, 1984; CRAIG, 1981). Contudo, quando o isolador reduz muito a frequência natural do sistema um aumento no amortecimento implica no aumento da resposta quando comparado com sistemas menos amortecidos, a partir do ponto de isolamento (INMAN, 1998).

Os ensaios foram realizados com o intuito de se obter as respostas dinâmicas para os sistemas de isolamento estudados. As curvas obtidas foram interpretadas de forma a selecionar o melhor sistema de isolamento dentre os materiais selecionados.

A simulação numérica da solução final de isolamento foi feita para se obter os deslocamentos, acelerações e as margens de segurança do equipamento e assim verificar se o equipamento real suportaria o carregamento dinâmico aleatório mais severo que o ocorrido durante os ensaios.

Uma restrição de projeto era que o equipamento não deveria ter suas dimensões externas alteradas e desta forma os isoladores tiveram suas dimensões limitadas a pequenas espessuras (um milímetro).

1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir é apresentada a revisão bibliográfica referente aos temas envolvidos neste trabalho.

FORREST (2006) efetua ensaios dinâmicos tipo livre-livre de três pequenos isoladores de vibração, sendo dois isoladores simples e um composto por dois estágios. O primeiro é composto por duas placas de aço com quatro elementos de borracha e o terceiro de três placas de aço e oito elementos de borracha. O comportamento dinâmico dos isoladores é obtido para as três principais direções X, Y e Z (frequências naturais, modos, fator de amortecimento e as funções de resposta em frequência). O comportamento dinâmico mostra grande interação entre modos. A partir das funções de resposta em frequência pode-se ter a relação entre deslocamentos e forças e uma comparação entre os valores calculados e medidos é mostrado. É então obtida a matriz de transferência que relaciona a força e a velocidade de entrada com a força e velocidade de saída após o isolador, que caracterizam o isolador e sua transmissibilidade. É retratado através dos resultados modais experimentais que existe acoplamento e interação entre os modos de rotação das direções e conclui-se que a matriz das funções de resposta em frequência é a melhor maneira de caracterizar dinamicamente pequenos isoladores.

KIFU LIU e JIE LIU (2005) efetuam um modelamento matemático para obter o fator de amortecimento ótimo para absorvedores de vibração. Mostram falhas nos resultados utilizando o método de Den Hartog e o método de Kelly é comparado com abordagem de Block e faz a diferenciação da equação de alta ordem. Ao aplicar a abordagem de Block para diferentes tipos de absorvedores encontrando os valores ótimos e a formulação para o amortecimento ótimo em função da razão de massas do absorvedor e da massa do primeiro sistema.

VEPRIK (2003) informa que os estudos de outros autores desconsideram as propriedades dinâmicas internas considerando a redução da vibração apenas sobre a parte externa da estrutura fazendo uma escolha entre as propriedades de rigidez e amortecimento. No entanto, o projeto tradicional pode resultar em um projeto de isoladores superamortecidos e é importante salientar que um projeto de isolador inadequado pode tornar a situação ainda mais crítica do que a ausência de isoladores. O uso freqüente de componentes comerciais em aplicações militares que estarão sujeitos a altos níveis de vibração aleatória exige estudos que garantam um ciclo de vida do equipamento por mais de 20 anos. O estudo busca o desenvolvimento de um

isolador passivo de vibração mais eficiente, considerando as propriedades dinâmicas internas à estrutura do equipamento (baixo amortecimento, larga banda de ressonância e grande transmissibilidade) e limitando as deflexões da estrutura externa, ou seja, busca a redução dos níveis de energia de vibração sobre os componentes e PCB's (Printed Circuit Boards). O estudo considera a estrutura externa do equipamento como primeiro nível de isolamento relativo aos componentes mais leves. Nesta nova abordagem ensaios dinâmicos são feitos sobre as PCB's com os seus componentes de forma a se obter as propriedades dinâmicas da parte interna e as curvas de transmissibilidade absoluta e relativa são obtidas. O modelo matemático é desenvolvido considerando dois subsistemas, o primeiro sendo o isolamento entre a base de excitação e a estrutura externa do equipamento e o segundo sendo o isolamento entre a estrutura externa do equipamento e as PCB's. A transmissibilidade dos sistemas é obtida diretamente dos ensaios dinâmicos e em seguida obtêm-se as acelerações e deflexões. Aplicam-se, então, as condições de contorno que são as menores acelerações e deslocamentos para as PCB's e uma deflexão máxima permitida a estrutura, que deverá obedecer ao valor de pico. Utilizando os dados experimentais e modelagem matemática, curvas de aceleração e deflexão RMS em função do amortecimento são obtidas, permitindo obter valores de amortecimento e frequência ótimos. Ensaio foram feitos para confirmar o método.

ZHENG (2003) retrata que para reduzir a massa de uma carga útil e permitir o uso de diversos tipos de lançadores, devem-se reduzir os níveis de vibração aleatórias que atuam sobre a carga útil durante o lançamento. O artigo trata de uma interface localizada entre duas estruturas flexíveis, o lançador e a carga útil, estudando a interferência dos parâmetros de projeto do isolador. O método mais usual para tal estudo é o método dos elementos finitos. O estudo considera um sistema de dois graus de liberdade, com suas respectivas massas, amortecimentos e rigidez, sendo o primeiro sistema a carga útil e o segundo a interface, definindo a razão de rigidez como sendo a rigidez da carga útil pela rigidez da interface. Caso a razão de rigidez seja maior que 1, tem-se uma interface com rigidez inferior à rigidez da carga útil e a interface trabalhará como um isolador e a transmissibilidade será menor nas regiões ressonantes. Caso a razão de rigidez seja menor que 1, tem-se uma interface com rigidez superior a

rigidez da carga útil e a redução da transmissibilidade se darão exclusivamente pelo efeito do amortecimento. Como uma aplicação prática, a razão de rigidez menor que 1 foi adotada como interface entre um satélite e um novo veículo, em decorrência das restrições de custos, alojamento e impossibilidade de mudança de rigidez, promovendo a diminuição dos níveis de vibração aleatória através do amortecimento. Um modelo de elementos finitos considerando superelementos foi elaborado e analisou diversos tipos de amortecimento optando-se por um fator de amortecimento de 0,1 que garantiu um envelope de vibração inferior ao envelope aplicado ao satélite pelo antigo veículo. Como conclusão, descreve que embora o sistema com razão de rigidez maior que 1 seja mais eficiente na redução dos níveis de vibração, o outro sistema é mais barato e rápido.

VENTURA, et al (2003) descrevem o uso de 12 isoladores de vibração de diâmetro 0,8 [m] e altura 0,42 [m] para isolar a vibração de um prédio construído sobre os mesmos. Ensaio são feitos para determinar a resposta dinâmica linear para baixos valores de excitação, onde as frequências naturais, amortecimento modal e formas modais são determinadas nas direções longitudinal, transversal e torsional para calibração do modelo de elementos finitos, que foi modelado com elementos de linha com rigidez de translação de mola nas duas direções e uma rigidez vertical de mola. Obtiveram-se as seis primeiras formas modais e os amortecimentos, que apresentaram valores reduzidos em decorrência dos baixos níveis de energia de vibração aplicados e uma vez que estes são proporcionais às deformações, assim valores clássicos de fator de amortecimento foram utilizados. Os valores obtidos nos ensaios apresentaram similaridade com os dados obtidos no modelo de elementos finitos, fornecendo um bom ponto de partida para o modelamento não linear que será necessário para níveis de energia de vibração mais severos.

JACQUOT (2001) estuda uma placa fina e elástica submetida a vibração aleatória em sua base, a qual é fixa em uma posição interna a placa de um absorvedor de vibrações com rigidez e amortecimento. Utilizando a equação de movimento da placa, séries de Fourier, transformada de Laplace, funções de transferência e definições clássicas como frequência natural, razão de massa, fator de amortecimento, calcula a densidade espectral de potência para o sistema analisado (PSD) e determina o

RMS de deslocamento para o ponto onde é fixo o absorvedor de vibrações. Um exemplo numérico é analisado utilizando os conceitos descritos e mostra-se a influência do amortecimento e a variação do amortecimento ideal em função da razão de massa. O artigo dimensiona absorvedores de vibração em função do ponto de fixação, para se obter o mínimo deslocamento RMS em função dos parâmetros dinâmicos da estrutura analisada.

REN (2001) desenvolve uma formulação para absorvedores, baseada na teoria de pontos fixos, onde o amortecimento é feito diretamente na terra e não mais sobre outra massa. Neste estudo os valores ótimos de amortecimento e ajuste de frequências, para a nova configuração são determinados. Observa-se que a nova configuração tem um valor ótimo de amortecimento um pouco maior, mas a mais importante conclusão é que a transmissibilidade foi reduzida em função da nova configuração, apresentando vantagem sobre a configuração onde o amortecimento fica ligado à outra massa e não diretamente a terra.

VEPRIK (2000) desenvolve uma abordagem para o desenvolvimento de isoladores para equipamentos eletrônicos sujeitos a vibrações harmônicas, considerando as propriedades dinâmicas das PCB's, internas ao equipamento. Este enfoque leva em consideração os menores amortecimentos e maior rigidez das PCB's decorrente da menor massa das mesmas e seus componentes. Dois sistemas são considerados, o primeiro entre a base rígida de excitação e o equipamento, e o segundo, entre a parte externa do equipamento e sua parte interna. Um equacionamento matemático é desenvolvido para os dois sistemas, conhecendo-se os valores de amortecimento e frequência das PCB's e aplicando-se as condições de contorno de menor aceleração e deslocamento sobre as PCB's e um deslocamento máximo prescrito para o equipamento, podem-se obter as acelerações e deslocamentos para os dois sistemas. O novo método de isolamento foi confirmado através de ensaios dinâmicos e permitiu uma melhoria de 67% quando comparado com o método tradicional.

FOSNESS, et al (1999) descrevem que isoladores podem reduzir os altos custos para lançamento de satélites. Nas últimas décadas decorrentes de problemas de isolamento, bilhões de dólares tem sido gastos, assim em 1998 foi desenvolvido o

primeiro sistema de isolamento de vibração para lançadores que promoveu o isolamento para a direção axial reduzindo as piores cargas por um fator de cinco e as outras cargas por um fator superior a três. Com uma energia menor atuando sobre o satélite, estruturas flexíveis, como painéis solares, puderam ser mais leves ou fabricados com materiais mais econômicos, permitindo o aumento da margem de massa, o uso de outros equipamentos, ou o lançamento em veículos menores e mais baratos ou ainda, permitindo o uso de equipamentos eletrônicos mais sensíveis, como sistemas ópticos avançados. Esta tecnologia permitiu economizar milhões de dólares por lançamento e bilhões de dólares na última década. Dados de vôo mostram uma redução de metade da energia total (G_{RMS}). O sistema de isolamento se mostrou tão eficiente que tanto a carga útil primária quanto a secundária passaram a ter sistemas de isolamento passivo de vibração, axial e lateral.

SCIULLI e INMAN (1998) descrevem que se pode isolar a vibração de um sistema de base flexível com a introdução de uma frequência de isolamento introduzida entre os dois primeiros modos da base que promoverá uma forte interação entre os modos modificando-os e ao considerar o efeito do amortecimento mais de um modo pode ser atenuado. Diversas simulações foram efetuadas, a primeira considerando a frequência de isolamento muito inferior à primeira frequência da base e observou-se que embora houvesse uma redução nos níveis de energia de vibração, não houve mudança dos valores das frequências da base e a resposta corresponde a uma concatenação entre as frequências do isolador e as frequências da base, e se considerarmos o amortecimento, tem-se uma redução da transmissibilidade para o modo do isolador e uma ampliação da transmissibilidade para os demais modos. Numa segunda simulação, aproximou-se a frequência do isolador do primeiro modo da base, promovendo interações entre os modos, alterando as frequências do isolador e da base. Na terceira simulação, a frequência do isolador é inserida entre os dois primeiros modos da base e grandes interações são observadas alterando significativamente as frequências do isolador e as duas primeiras frequências da base, e se o amortecimento é acrescido ao sistema, uma grande atenuação acontece nos três primeiros modos, especialmente no segundo modo que pertence ao isolador, no entanto, este sistema não apresenta os mesmos decréscimos de 40 [db/oct] apresentados para a primeira

simulação. Como conclusão descreve que os sistemas de isolamento com maiores frequências (frequência de isolamento entre as frequências da base) terão performance pior necessitando de amortecimentos significantes.

WILKE, et al (1998) descrevem que as cargas mais críticas sobre uma carga útil são as cargas dinâmicas de lançamento que ocorrem durante o vôo de subida para órbita, resultando em um projeto caro necessitando de testes e qualificações sobre toda a estrutura e seus componentes. Segundo dados da NASA, somente 35% das falhas em equipamentos no primeiro dia não são decorrentes de vibrações e 45% certamente são falhas promovidas pela vibração. Tais cargas são vibroacústicas e podem sofrer alterações de transientes decorrentes de rajadas de vento, tempestades, separação de estágios, vazão de turbinas, paradas de motores, dentre outros. Assim foi desenvolvido um novo sistema de isolamento de vibração que pode ser aplicada em pequenos, médios e grandes veículos lançadores reduzindo significativamente as cargas de lançamento. As desvantagens são o maior custo e tempo de desenvolvimento, maior peso e principalmente a introdução de baixas frequências com grandes deslocamentos laterais implicando em possíveis impactos entre carga útil e revestimento, e problemas com o sistema de controle. As principais vantagens são a significativa redução das cargas dinâmicas; menores insucessos de equipamentos durante o lançamento; redução do custo, peso e tamanho da carga útil; redução dos níveis dos ensaios de qualificação e aceitação; permitir o uso de lançador menor e mais barato e diminuição do número de ciclos de análises. O modelo final é desenvolvido em elementos finitos e uma análise considerando a flexibilidade da carga útil, do lançador e do dispositivo de união entre ambos é feita e resultados obtidos mostram a eficiência do isolador de vibrações.

SHOUP (1971) descreve que problemas de choque e vibração ocorrem no segmento aeroespacial e em indústrias de transporte, onde o isolamento para instrumentos, controles e proteção de seres humanos ocupantes de veículos se faz necessário. Duas soluções são propostas, na primeira a massa se encontra entre duas molas não lineares que estão em série e na segunda com a massa entre quatro molas não lineares, sendo duas em paralelo e em série com outras duas em paralelo. Estes sistemas promoveram uma frequência bem mais baixa que a frequência natural do

sistema garantindo uma efetiva isolação, entretanto sobre o efeito do choque o sistema apresentará grandes deflexões. Ambos os sistemas são simétricos e não lineares, apresentando um aumento progressivo da rigidez com o aumento da deflexão. Em função do módulo de elasticidade, comprimento, momento de inércia e carga são traçados gráficos relacionando tais parâmetros com a deformação. Uma análise considerando o momento ao invés da carga é feita para o primeiro sistema. Para o segundo sistema uma curva relacionando deslocamento interno, com o deslocamento externo e a vibração da frequência é mostrado. O artigo apresenta informações para projeto e análise de isoladores que apresentem configurações semelhantes.

1.3. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como principais objetivos:

- Promover a redução dos níveis de vibrações de um equipamento aeronáutico embarcado, especialmente sobre os componentes eletrônicos que são fixos às PCB's que por sua vez estão no interior do equipamento.
- Obter um equipamento final, juntamente com o sistema de isolamento de vibração, que suporte os ensaios dinâmicos de qualificação.

1.4. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A metodologia de trabalho iniciou-se buscando as alternativas para redução dos níveis de vibração. Optou-se pelo uso de isoladores de vibração, que foram projetados com geometria e materiais que proporcionassem uma maior flexibilidade objetivando-se uma maior razão de frequências. Efetuaram-se análises numéricas através do método dos elementos finitos de um equipamento eletrônico que possuíam isoladores de vibração e estará sujeito a ensaios dinâmicos com excitação aleatória superior a dos ensaios descritos anteriormente. As análises terão por objetivo determinar as acelerações em outros pontos, os deslocamentos e as margens de segurança positivas.

O trabalho é dividido em sete capítulos principais.

O primeiro capítulo descreve o estudo de artigos pertinentes à redução dos níveis de energia de vibração sobre sistemas mecânicos. Neste capítulo observou-se a possibilidade de utilização de absorvedores, amortecedores e isoladores para reduzir os níveis de vibração sobre os componentes.

O segundo capítulo apresenta um resumo da teoria pertinente a dinâmica de vibrações e como minimizar seus efeitos danosos através do isolamento de vibrações.

O terceiro capítulo descreve os ensaios de vibração. Um protótipo do equipamento embarcado em aeronave foi submetido a ensaios de vibração aleatória, sendo analisadas algumas configurações de isoladores feitos com materiais de baixa rigidez, como o poliuretano, silicone, polietileno e uma solução híbrida (polietileno e silicone). Neste capítulo observa-se claramente através das respostas dinâmicas dos acelerômetros que o uso de materiais de maior flexibilidade aumenta a razão de frequência e conseqüentemente reduz o nível de energia de vibração do equipamento e dos componentes eletrônicos internos.

O quarto capítulo descreve a simulação numérica para uma solução híbrida de isolamento contendo tiras de polietileno e arruelas de silicone, modelados pelo método dos elementos finitos, onde se analisa o comportamento dinâmico do equipamento eletrônico embarcado acoplado a um sistema de isolamento. Ambos são modelados e analisados utilizando-se o programa comercial COSMOS 2.8. Utilizando-se o método de superposição modal, foi aplicado o carregamento dinâmico correspondente ao envelope de vibração aleatório especificado para qualificação e foi analisado o campo de tensões. Foram obtidas curvas de resposta dinâmica para nós especificados, deslocamentos, acelerações tensões e margens de segurança que indicam que o equipamento suportará o carregamento aplicado nos ensaios.

No quinto capítulo é feita a discussão de resultados. Primeiramente os níveis de energia de vibração do equipamento sem isoladores e com os materiais citados foram comparados permitindo identificar a configuração que, suportando o carregamento dinâmico, reduziu mais intensamente o nível de vibração. Em seguida os resultados dos ensaios de qualificação (curvas de resposta dinâmica) do sistema híbrido de um ponto na estrutura externa e três nas partes internas sobre as PCB's (Printed Circuit Boards – Placas de Circuito Impresso) foram comparados com os resultados simulados por elementos finitos. Os valores obtidos pela simulação numérica e os resultados obtidos experimentalmente mostraram uma concordância satisfatória.

O sexto capítulo descreve os comentários e conclusões, mostrando os bons resultados obtidos por simulação quando comparados aos ensaios reais e descrevendo os resultados dos diversos sistemas ensaiados demonstrando a eficiência dos isoladores de vibração que reduzem os níveis de vibração em 85% permitindo o uso de componentes eletrônicos sensíveis à vibração e/ou o uso de componente eletrônicos não militares, tornando o projeto final com menor custo.

O sétimo capítulo apresenta o material bibliográfico consultado.

2 REVISÃO DE DINÂMICA ESTRUTURAL

2.1 INTRODUÇÃO A DINÂMICA ESTRUTURAL

A dinâmica estrutural estuda o comportamento estrutural de um corpo sujeito a forças que variam no tempo e toda estrutura, dotada de massa e elasticidade, terá um comportamento dinâmico quando sujeito a tais cargas (SILVA, 2005).

Diferentemente da Estática, cujas cargas podem ser assumidas como constantes, na Dinâmica se faz necessário o estudo da resposta dinâmica da estrutura que também irá variar no tempo.

Veículos lançadores, mísseis, pára-quedas, aviões e automóveis são alguns exemplos de estruturas sujeitas a cargas dinâmicas.

A força é um ente físico de caráter vetorial, possuindo magnitude, direção, sentido e ponto de aplicação, no caso dinâmico, uma ou mais destas características serão funções do tempo. Um exemplo disto seria um carro em movimento retilíneo uniforme sobre uma superfície totalmente plana, sob o ponto de vista do carro a carga é estática, no entanto para a superfície a magnitude, direção e o sentido são constantes no tempo, mas não o ponto de aplicação assim tem-se uma carga dinâmica.

Quando a variação da carga é conhecida no tempo este carregamento é chamado de prescrito e a análise do sistema estrutural é chamada de análise determinística. Para o caso em que a variação da carga não é conhecida em função do tempo, utiliza-se o tratamento matemático estatístico e o carregamento é chamado de aleatório (CRAIG, 1981).

O interesse maior é a resposta dinâmica da estrutura, ou seja, entendermos a evolução da estrutura no tempo após a aplicação das cargas.

As três principais etapas para caracterizar um sistema estrutural dinâmico são o projeto, a análise e os ensaios experimentais.

Na fase de projeto, deve-se primeiramente levantar as especificações seguidas da concepção, anteprojeto e projeto da estrutura. Nesta fase define-se como será a estrutura em função das propriedades geométricas e propriedades físicas que deverão suportar à ação das cargas dinâmicas já conhecidas.

Na fase de análise, é feito o modelo matemático para obter o comportamento dinâmico da estrutura. O modelo matemático é obtido a partir da aplicação das leis físicas que governam o sistema estudado. Obtém-se então equações diferenciais que resolvidas analiticamente ou por meio de métodos numéricos fornecerão a resposta do sistema às cargas a ele aplicadas (no caso deste trabalho a resposta dinâmica de uma estrutura).

Na fase dos ensaios dinâmicos pode-se validar o modelo elaborado e obter informações sobre cargas e outras quantidades que podem ser necessárias em análises dinâmicas. Novas soluções e otimizações podem ser sugeridas a partir dos ensaios e devem ser analisadas antes de novos ensaios, buscando sempre o projeto ótimo em termos de qualidade, preço e prazo (EWINS, 1984).

Para a definição do comportamento dinâmico estrutural é necessário ter um conhecimento sobre o efeito da vibração sobre o corpo, sendo estas as vibrações livres e vibrações forçadas (THOMSON, 1997; CRAIG, 1981).

As vibrações livres ocorrem quando não existem forças externas atuando sobre a estrutura e o sistema responde em função de sua massa e rigidez com uma determinada frequência natural e um modo de vibração.

As vibrações forçadas ocorrem em função da excitação de forças externas e estão divididas em periódicas, aleatórias e transientes. As excitações periódicas ocorrem quando o movimento se repete em intervalos de tempo (carregamento prescrito e funções determinísticas). Na excitação transiente a força ocorre em apenas um espaço limitado de tempo (carregamento prescrito e funções determinísticas). As excitações aleatórias não são conhecidas em instantes futuros e são não determinísticas exigindo um estudo estatístico (INMAN, 1989).

Se a frequência de excitação de uma vibração forçada coincide com alguma frequência natural da estrutura haverá ressonância podendo resultar em amplas e perigosas oscilações. A ressonância pode levar a temíveis colapsos como a queda de edifícios, a ruptura de asas de aviões e queda de pontes. O que limita a amplitude da ressonância é o amortecimento, o qual toda estrutura possui. O amortecimento representa as perdas energéticas e essas perdas acontecem principalmente devido às mútuas interferências entre estruturas e o ar que as circunda, bem como entre os

constituintes em escala microscópica da própria estrutura. O amortecimento é proporcional à deformação, assim para maiores deformações, provocadas por maiores cargas dinâmicas, tem-se um maior amortecimento (VENTURA, 2003), e isto é observado em ensaios aleatórios com altas cargas aleatórias que são precedidas de pequenas cargas dinâmicas senoidais (assinaturas).

Sistemas estruturais podem ter um comportamento linear ou não linear. Para os sistemas lineares prevalece o princípio da superposição e os métodos matemáticos já estão bem desenvolvidos. Os sistemas não lineares são menos conhecidos e requerem análises mais complexas. No entanto, com o aumento das amplitudes de oscilação os sistemas tendem a trabalhar como não lineares (THOMSON, 1997).

2.2 OBJETIVO DA DINÂMICA ESTRUTURAL

O comportamento dinâmico de uma estrutura discretizada pode ser representado por um sistema de equações na forma (INMAN, 1989):

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.1)$$

Onde os termos do lado esquerdo do sinal de igualdade representam respectivamente as propriedades de inércia, amortecimento e rigidez da estrutura, enquanto o lado direito representa a carga dinâmica a que a estrutura está exposta.

Assim o objetivo da Dinâmica estrutural é obter o comportamento dinâmico de uma estrutura, resolvendo o problema da equação (2.1) que estará sujeita a condições iniciais apropriadas. Obtendo tal solução podemos inferir esforços, tensões e nível de solicitação de cada parte da estrutura. Assim pode-se concluir sobre a estabilidade, resposta, confiabilidade, bem como fornecer subsídios para a avaliação da sua resistência à fadiga.

Pode-se observar que quando as acelerações e velocidades são desprezíveis e quando a força não varia no tempo a equação (2.1) passa a representar o problema estático, sendo este então uma situação particular da dinâmica.

No caso em que a carga é zero, a equação (2.1) passa a representar um problema de vibrações livres, no qual se calculam as frequências e modos naturais do sistema .

2.3 FUNDAMENTOS DE ANÁLISE E MODELO MATEMÁTICO

As estruturas dinâmicas pode ser representadas como sistemas uni, bi ou tridimensionais. Em qualquer destes casos, as propriedades de massa e estruturais podem ser concentradas em pontos previamente definidos, que é o caso dos sistemas discretos, ou distribuídas ao longo do domínio considerado, chamados sistemas distribuídos ou contínuos. No caso de sistemas discretos, para descrever o movimento de cada ponto considerado obtém-se uma ou mais equações diferenciais ordinárias, enquanto que para os sistemas distribuídos a mesma função é descrita por equações diferenciais parciais. Em ambos os casos, o número de graus de liberdade e a dificuldade de solução crescem à proporção do nível de discretização e sofisticação do modelo (CRAIG, 1981).

Depois de adotado o modelo analítico o problema de análise consiste em obter as equações que descrevem o movimento da mesma, ou seja, transformar desenhos, esquemas e hipóteses em equações matemáticas. Dentre outras técnicas destacam-se a abordagem Newtoniana e a abordagem Lagrangeana. A abordagem Newtoniana utiliza as grandezas vetoriais, como podemos observar na segunda lei de Newton e no Princípio de D'Alembert, e só é recomendada para problemas geométricos simples. Na abordagem Lagrangeana, utiliza-se os conceitos escalares como energia, tratando-se de uma abordagem mais geral, sistemática e poderosa, utilizada para os casos mais gerais e para estruturas mais complexas.

Para exemplificar o modelo analítico de um sistema mecânico será utilizado um sistema simples com apenas um grau de liberdade mostrado na figura 2.1.

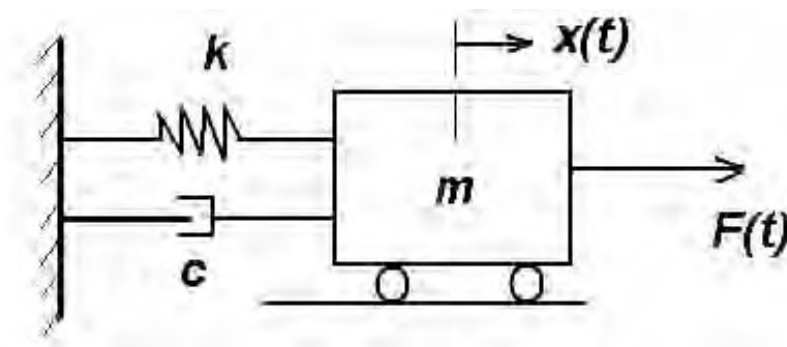


Figura 2.1 - Sistema massa-mola com amortecimento

Para o sistema da figura 2.1 tem-se um carro de massa “m” rolando sem qualquer perda de energia sobre um plano horizontal. A rigidez do sistema é associada a uma mola linear de coeficiente de rigidez “k”, sem massa e operando de maneira ideal sem perdas energéticas. Todas as perdas de energia e outras mais que possam existir são associadas a um amortecedor, sem massa, do tipo viscoso e comportamento linear, de coeficiente “c”. O sistema está ligado a uma base fixa e se desloca a uma distância $x(t)$ de uma posição de equilíbrio decorrente de uma força $F(t)$ aplicada a massa.

Para uma mola linear tem-se que a força da mola é dada pela equação (2.2):

$$F_k(t) = k \cdot x(t) \quad (2.2)$$

As perdas energéticas são definidas pelo amortecimento viscoso equivalente cuja força é proporcional à velocidade, derivada de $x(t)$ e é dada na equação (2.3):

$$F_c(t) = c \cdot \dot{x}(t) \quad (2.3)$$

Para o sistema de um grau de liberdade a equação (2.1) pode ser reescrita como:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.4)$$

A equação (2.4) pode ser obtida tanto pela mecânica Newtoniana como pela mecânica Lagrangeana. A seguir será feita uma breve descrição pertinente à Mecânica Lagrangeana (equações de Lagrange e princípio de Hamilton)

2.3.1 Mecânica Lagrangeana

2.3.1.1 Equações de Lagrange

Este método é baseado em equações que envolvem derivadas de energias de sistemas dinâmicos. A função lagrangeana é a diferença entre as energias cinética e potencial do sistema, ou seja, é descrita matematicamente na função (2.5):

$$L = T - U \quad (2.5)$$

E as equações de Lagrange são dadas pela equação (2.6).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.6)$$

Onde q_i é a i -ésima coordenada generalizada do sistema e Q_i é a força generalizada associada à q_i . Esta força generalizada inclui todos os esforços externos prescritos não relacionados a energias do sistema e todas as forças não conservadoras que nele atuam.

A aplicação deste princípio ao sistema mostrado na figura 2.1 cuja coordenada generalizada é $x(t)$ fornece a equações (2.7).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} = Q_x \quad (2.7)$$

Sabendo que as energias cinética e potencial são dadas respectivamente por:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 \quad (2.8)$$

$$U = \frac{1}{2} k x^2 \quad (2.9)$$

E aplicando as equações (2.8) e (2.9) em (2.5), tem-se:

$$L = \frac{1}{2}[m\dot{x}^2 - kx^2] \quad (2.10)$$

A força generalizada será resultado da força externa e da força do amortecedor, ou seja:

$$Q_x = F(t) - c\dot{x} \quad (2.11)$$

Substituindo (2.10) e (2.11) em (2.9) recupera-se a equação (2.4).

2.3.1.2 Princípio de Hamilton

As equações de Lagrange utilizam são aplicáveis apenas a sistemas discretizados. Contudo também é possível analisar sistemas contínuos utilizando-se de conceitos de energia (escalares), utilizando-se o princípio de Hamilton.

A variação da integral da função Lagrangeana adicionada à integral do trabalho virtual das forças ativas e não-conservativas de um sistema entre dois instantes de tempo é nula, desde que as configurações inicial e final do sistema sejam prescritas.

Matematicamente este enunciado é mostrado na equação (2.12).

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} L dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W dt = 0 \quad (2.12)$$

Uma interpretação física pode ser feita a partir de um sistema que possui um estado conhecido (prescrito) no instante t_1 e evolui segundo uma trajetória dinâmica com o passar do tempo e volta a ter um estado conhecido para um instante t_2 . Este princípio estabelece que de todas as possíveis trajetórias o sistema adotará aquela que minimiza a energia (dinâmica), mostrado matematicamente por tornar nula a variação da equação (2.25). Por esta razão este princípio relaciona-se com o princípio mais geral de ação mínima.

O trabalho virtual da força externa e do amortecedor de coeficiente c através de um deslocamento virtual é dado pela equação (2.13).

$$\delta W = Q_x \delta_x = [F(t) - c\dot{x}] \delta_x \quad (2.13)$$

A aplicação deste princípio ao sistema mostrado na figura 2.1, substituindo as equações (2.10) e (2.13) na equação (2.12) fornece (2.14).

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{2} [m\dot{x}^2 - kx^2] dt + \int_{t_1}^{t_2} [F(t) - c\dot{x}] \delta_x dt = 0 \quad (2.14)$$

Efetuada as devidas manipulações matemáticas têm-se:

$$\int_{t_1}^{t_2} [-m\ddot{x} - kx + F(t) - c\dot{x}] \delta_x dt = 0 \quad (2.15)$$

Para que a equação (2.15) se verifique se faz necessário que o termo entre os colchetes seja igual a zero o que resulta novamente na equação (2.4).

Este método trabalha com grandezas escalares produzindo para sistemas estruturais modelados como estruturas contínuas as condições de contorno do problema como subproduto.

2.3.2 Sistemas mecânicos conservativos

Como sistema mecânico conservativo entende-se aquele que não perde ou ganha energia ao longo do tempo, ou seja conserva sua energia mecânica ao longo do tempo, o que é inviável na realidade, sendo uma abstração física. Na dinâmica estrutural se o atrito não for considerado tem-se um caso de sistema mecânico conservativo, pois o atrito representa a dissipação de energia.

2.4 VIBRAÇÕES LIVRES

2.4.1 Vibrações livres sem amortecimento

Um sistema mecânico é dito em vibração livre quando sobre ele não atuam nenhuma força externa, ou seja, $F(t) = 0$.

Idealizando um sistema mecânico que não tenha perda de energia, o que na prática é impossível, considera-se o amortecimento nulo.

Aplicando o descrito acima para sistemas com um grau de liberdade e substituindo-se $F(t) = c = 0$ em (2.4) tem-se a equação do equilíbrio dinâmico do sistema:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.16)$$

A equação (2.16) é uma equação diferencial linear, homogênea ($F(t)=0$), de segunda ordem e a coeficientes constantes. É um sistema mecânico conservativo e estável que tem como solução (FILHO, 2005):

$$s_{1,2} = (\pm i)\omega_n \quad (2.17)$$

ou ainda:

$$x(t) = A \cos(\omega_n t + \varphi) \quad (2.18)$$

Onde, A é a amplitude da oscilação, que fornece o valor máximo de deslocamento do sistema ao longo de seu período de oscilação, medida em metros. φ é o ângulo de fase que indica o quanto à oscilação real está atrasada em relação ao movimento cossenoidal puro tomado como referência, medida em radianos. ω_n é a frequência natural circular não amortecida de vibração do sistema, medida em (rad/seg).

Substituindo (2.17) em (2.18), tem-se:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{2\pi}{T_n} = 2\pi f \quad (2.19)$$

Onde T_n é o período da vibração medido em segundos e f é a frequência natural não circular e é medida em Hertz (ciclos/seg).

de (2.18) em (2.16):

$$\ddot{x} + w_n^2 x = 0 \quad (2.20)$$

Uma vez que a força externa é zero só poderá haver movimento se as condições iniciais, deslocamento e velocidade, forem não nulas. Assim, sabendo que $x_0 = A \cos \varphi$ e $v_0 = A w_n \sin \varphi$, pode-se ter a amplitude e a fase da equação (2.17):

$$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{w_n}\right)^2} \quad (2.21)$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{v_0}{w_n x_0}\right) \quad (2.22)$$

2.4.2 Vibrações livres com amortecimento

Continuaremos considerando o sistema sem forças externas ($F(t) = 0$), e com o acréscimo do amortecimento, para um grau de liberdade tem-se:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.23)$$

Definindo o parâmetro adimensional ζ , chamado fator de amortecimento do sistema dinâmico:

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} \quad (2.24)$$

Onde c_{cr} é o amortecimento crítico do sistema que separa o comportamento dinâmico do sistema em vibração livre entre oscilatório e não-oscilatório :

$$c_{cr} = 2mw_n \quad (2.25)$$

A solução da equação (2.23) é dada pelas soluções a seguir:

$$s_{1,2} = \left(-\zeta \pm i\sqrt{1-\zeta^2} \right) w_n \quad (2.26)$$

E conseqüentemente a solução geral é dada pela equação a seguir (HARRIS, 2001):

$$x(t) = Ae^{s_1 t} + Be^{s_2 t} \quad (2.27)$$

Assim substituindo (2.26) em (2.27) tem-se:

$$x(t) = Ae^{\left(-\zeta + i\sqrt{1-\zeta^2} \right) w_n t} + Be^{\left(-\zeta - i\sqrt{1-\zeta^2} \right) w_n t} \quad (2.28)$$

Os valores de A e B são obtidos também em função das condições iniciais. O fator de amortecimento permitirá definir o tipo de caso de amortecimento e seu respectivo comportamento dinâmico.

2.4.2.1 Amortecimento supercrítico ($\zeta > 1$)

O amortecimento supercrítico é um movimento não oscilatório, também chamado de superamortecido. É aquele em que $\zeta > 1$ e substituindo o mesmo nas equações (2.26) e (2.27) tem-se duas raízes reais e negativas:

$$s_{1,2} = \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) w_n \quad (2.29)$$

$$x(t) = A e^{\left(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) w_n t} + B e^{\left(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) w_n t} \quad (2.30)$$

$$A = \frac{v_0 + \left(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) w_n x_0}{2w_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (2.31)$$

$$B = \frac{-v_0 - \left(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) w_n x_0}{2w_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (2.32)$$

O movimento é uma função de tempo exponencialmente decrescente e denominado aperiódico. Não há oscilação.

2.4.2.2 Amortecimento crítico ($\zeta = 1$)

O amortecimento crítico é um movimento não oscilatório, também chamado de movimento amortecido criticamente. É aquele em que $\zeta = 1$ e substituindo o mesmo nas equações (2.26) e (2.27) tem-se uma única raiz real:

$$s_{1,2} = -w_n \quad (2.33)$$

$$x(t) = (A + B)t e^{-w_n t} = [x_0 + (w_n x_0 + v_0)t] e^{-w_n t} \quad (2.34)$$

2.4.2.3 Amortecimento subcrítico ($0 < \zeta < 1$)

O amortecimento subcrítico é um movimento oscilatório, também chamado de subamortecido. É aquele em que $0 < \zeta < 1$ e substituindo o mesmo nas equações (2.26) e (2.27) tem-se duas raízes distintas, complexas conjugadas.

$$s_{1,2} = \left(-\zeta \pm i\sqrt{1-\zeta^2} \right) w_n \quad (2.35)$$

$$x(t) = e^{-\zeta \cdot w_n \cdot t} \left[A \left(i\sqrt{1-\zeta^2} \right) w_n t + B e^{\left(-i\sqrt{1-\zeta^2} \right) w_n t} \right] \quad (2.36)$$

Definindo a frequência natural circular amortecida do sistema como sendo w_d tem-se:

$$w_d = w_n \sqrt{1-\zeta^2} \quad (2.37)$$

$$x(t) = C \cdot e^{-\zeta \cdot w_n \cdot t} \cos(w_d t - \varphi) \quad (2.38)$$

$$C = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0 + \zeta w_n x_0}{w_d} \right)^2} \quad (2.39)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{v_0}{w_d x_0} + \zeta \frac{w_n}{w_d} \right) \quad (2.40)$$

Da equação (2.38) observa-se claramente que o movimento terá oscilação e será exponencialmente decrescente.

A figura (2.2) mostra o efeito do fator de amortecimento sobre um sistema subcrítico, crítico e supercrítico para valores de $w_n=41\text{rad/seg}$, $v_0/x_0=0,5\text{s}^{-1}$, $\xi_{\text{sub}}=0.3536$ e $\xi_{\text{sup}}=2.8284$ (BRANDÃO, 1996).

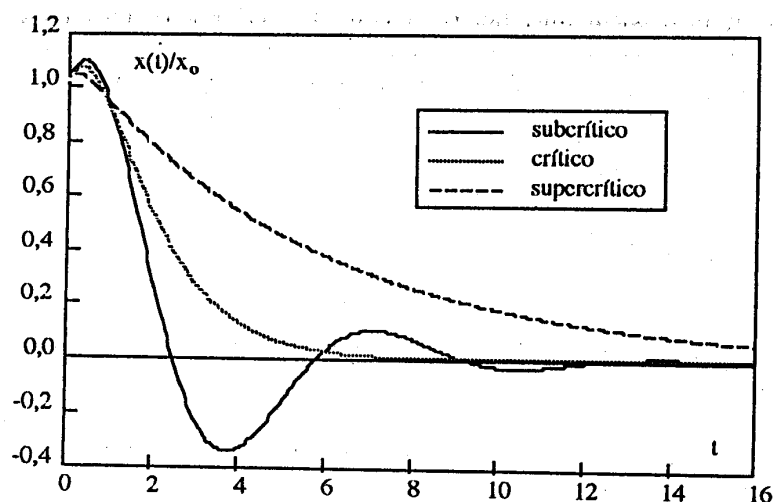


Figura 2.2 - Fator de amortecimento na resposta livre.

A figura 2.2 deixa claro o efeito oscilatório do amortecimento subcrítico e o decaimento exponencial produzido pelo amortecimento.

2.5 VIBRAÇÕES FORÇADAS

2.5.1 Excitações harmônicas

Neste caso $F(t)$ será uma excitação harmônica de acordo com a equação (2.41) (HARRIS, 2001, THOMSON, 1997):

$$F(t) = F_0 \text{sen } wt \quad (2.41)$$

E substituindo (2.41) em (2.4) tem-se:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \text{sen } wt \quad (2.42)$$

A equação (2.42) é uma equação diferencial ordinária de segunda ordem, com coeficientes constantes e não-homogênea, assim terá uma solução homogênea e uma solução particular. A solução homogênea tem como solução as equações do item 3.5 e dependerão do fator de amortecimento, no entanto, tem respostas em envelopes exponenciais decrescentes e desaparecem com o passar do tempo, sendo assim chamada de parte transiente da solução total. A solução particular torna-se então parte permanente da solução total. A solução é dada pela equação (2.43):

$$x = C \operatorname{sen}(wt - \varphi) \quad (2.43)$$

Onde C é a amplitude e φ é o ângulo de fase de atraso da resposta em relação à excitação.

Uma função de resposta em frequência relaciona a resposta de um sistema em um de seus graus de liberdade a uma excitação aplicada em um determinado grau de liberdade. A substituição de (2.43) em (2.42) nos fornece, após algumas manipulações, os seguintes resultados de amplitude e fase para a função de resposta em frequência $H(\Omega)$:

$$|H(\Omega)| = \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad (2.44)$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta\Omega}{1 - \Omega^2}\right) \quad (2.45)$$

Onde a razão entre a frequência de excitação e a frequência natural não amortecida do sistema, chamada de frequências Ω é dada pela equação (2.46).

$$\Omega = \frac{w}{w_n} \quad (2.46)$$

2.5.2 Ressonância

Em todo sistema real onde se desenvolvem oscilações por efeito de uma perturbação externa inicial aparece um ou outro processo de atrito que amortece essas oscilações. Se as perdas de energia pelo atrito são compensadas por uma fonte externa, as oscilações do sistema podem ser mantidas. Quando uma força externa periódica atua sobre o sistema, se desenvolve um movimento transiente que, ao desaparecer, deixa um movimento estacionário no qual o sistema vibra com a frequência da força externa. A amplitude das vibrações depende, entre outros fatores, da frequência da força externa.

A equação (2.19) mostra o valor da frequência natural de um sistema oscilatório natural (livre-livre). Todo sistema elástico amplificará os níveis de energia que recebe devido às frequências naturais. O sistema elástico possui frequências naturais que são resultado da rigidez do material e de sua massa. A rigidez é a propriedade de um material de sofrer tensões sem se deformar permanentemente e depende das propriedades físicas e geométricas do material. As propriedades geométricas do corpo são um resultado das dimensões finais do sistema (comprimento, espessura, área, momento de inércia, ...) e as propriedades físicas do material dependem da elasticidade (módulo de elasticidade), massa específica, coeficiente de Poisson e amortecimento.

Ao excitar o corpo em sua frequência natural ocorrerá o fenômeno da ressonância que amplificará os níveis de energia, sendo limitado pelo amortecimento, isto pode ser observado na equação (2.43), onde quando $\Omega=1$ ($w = w_n$) e o amortecimento tende a zero, o valor de $H(\Omega) \rightarrow \infty$, ou seja, não há limite previsto para este crescimento a não ser pelo amortecimento. Durante o fenômeno da ressonância, caso o amortecimento seja muito pequeno tem-se grandes amplificações e em decorrência disto as não linearidades podem levar a falha do sistema (HARRIS, 2001, THOMSON, 1997).

Ao observar-se a equação (2.45) nota-se que existe um atraso em fase de um ângulo de 90 entre a resposta e a excitação.

As figuras 2.3 e 2.4 mostram graficamente as equações (2.44) e (2.45) (BRANDÃO, 1996).

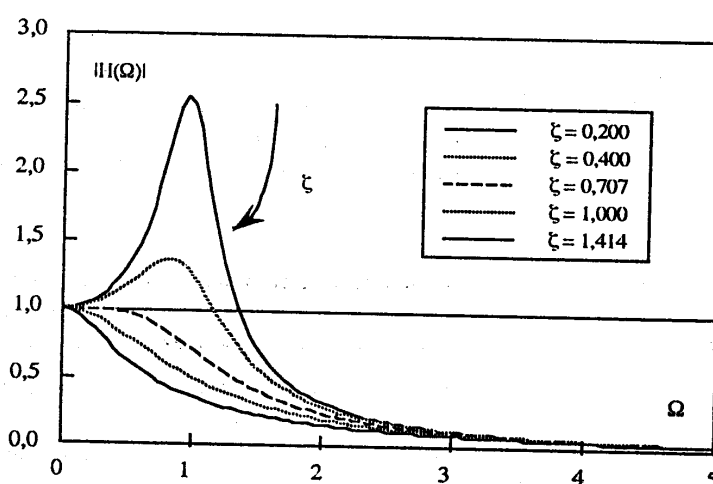


Figura 2.3 - Resposta em frequência de um grau de liberdade.

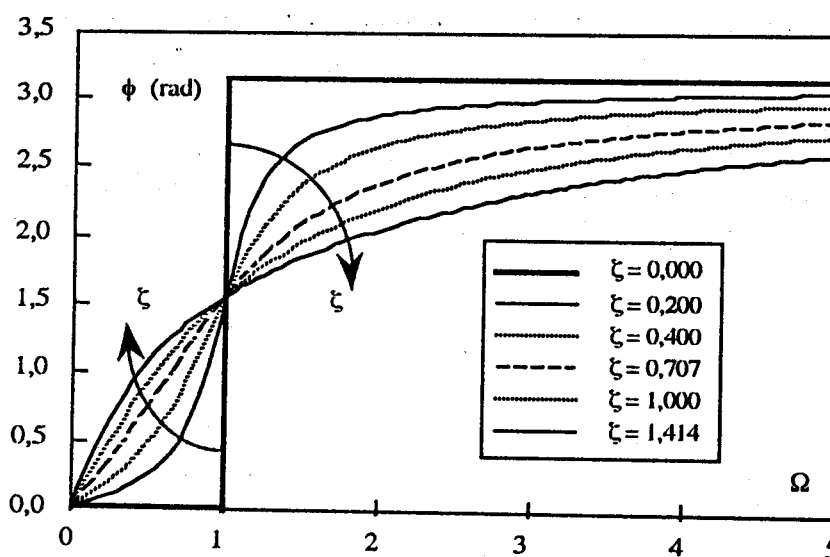


Figura 2.4 - Ângulo de fase da resposta à excitação harmônica.

Algumas conclusões importantes e pertinentes a respeito da resposta em frequência mostrada nas figuras (2.3) e (2.4):

- Para baixos valores de Ω os valores do fator de amplificação, independentemente do amortecimento se aproximam da unidade.
- Para baixos valores de amortecimento existe uma grande amplificação da excitação para a resposta quando se aproxima da frequência natural, ou seja, $\Omega=1$ e o valor máximo é dado pela equação (2.47).

$$|H(\Omega)| = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.47)$$

- Para um sistema sem amortecimento, para $\Omega=1$ a amplificação tem valor infinito. Na prática em decorrência das não linearidades ocorrerá à falha do sistema.
- À medida que se aumenta o fator de amortecimento o valor de pico decresce desde que $\xi \leq 0,7071$. A ressonância ocorre para valores dados pela equação (2.48):

$$\Omega = \sqrt{1-2\xi^2} \quad (2.48)$$

- Quando $\xi > 0,7071$ não existirá mais ressonância e o fator de amortecimento será sempre menor que a unidade. Assim os efeitos danosos da ressonância podem ser evitados acrescentando ou aumentando o amortecimento ao sistema.
- Quando $\xi=0$ o valor de φ será de 90° para $\Omega=1$, φ será zero para valores de $\Omega < 1$ e φ será 180° para $\Omega > 1$.
- Quando $\Omega=1$, independentemente do valor de ξ , $\varphi=90^\circ$.
- As setas da figura (2.4) indicam a direção de crescimento de ξ .

Exemplos de falhas de sistemas decorrentes as ressonâncias são vários, desde de pontes e prédios a equipamentos aeronáuticos e espaciais, foguetes, aviões e outros.

Um exemplo é do avião Electra projetado pela Lockheed em Burbank, Califórnia. A primeira viagem ocorreu somente em 23/1/59, mas exatamente 11 dias depois, as 23:58, o N6101A, primeiro Electra entregue à American, mergulhou nas águas geladas do East River, na aproximação final para o aeroporto de La Guardia, Nova York. Na noite de 29 de setembro do mesmo ano, outro Electra despedaçou-se em pleno ar, ficou constatado que em seu mergulho final, o Electra rompeu a barreira do som e uma das asas, porém, foi encontrada a quilômetros de distância. Meses de

investigação não levaram à conclusão nenhuma, mas descobriram que a asa esquerda desprende-se em pleno vôo. Os aviões Electra retornaram ao serviço, mas como medida preventiva, tiveram sua velocidade de cruzeiro limitada, o que os tornava tão lentos quanto as aeronaves a pistão que eles haviam substituído. Na tarde ensolarada de 17 de março de 1960, outro Electra decolou de Chicago rumo a Miami, aonde nunca chegou. Meses de exaustivos estudos descobriram o raro fenômeno de oscilação da estrutura que monta os motores externos, que entrando em ressonância com a asa, simplesmente arrancavam-na. Conhecido como “whirl-mode”, essa infeliz característica do projeto condenou o Electra a papéis secundários, levando ao cancelamento de encomendas (Jetsite; Disponível em: <http://www.jetsite.com.br>; acesso em 15/05/2006).

Um outro exemplo de ressonância é a ponte sobre o rio Tacoma nos Estados Unidos que desabou quando entrou em ressonância induzida pelo vento. Logo após ser liberada ao tráfego, a ponte começou a balançar sempre que o vento soprava um pouco mais forte. No dia 7 de Novembro de 1940 aconteceu a ressonância. Inicialmente, a ponte começou a vibrar em modos longitudinais, isto é, ao longo de seu comprimento. Em seguida apareceram os chamados “modos torsionais”, nos quais a ponte balançava para os lados, se torcendo toda. Na ressonância, a amplitude desses modos torsionais aumentou de tal forma que a ponte desabou.

2.5.3 Excitações transientes

É a excitação que ocorre em um espaço limitado de tempo, sendo nula em qualquer outro tempo e assim não são funções periódicas (THOMSON, 1997). Um exemplo comum em engenharia é o choque aos quais os sistemas mecânicos devam suportar. Como casos práticos podemos citar o lançamento de foguetes, a colisão entre dois corpos, explosões, um avião durante o pouso, partida de motores, dentre outros, quando ocorre uma variação da aceleração em um curto intervalo de tempo.

A resposta transiente é a resposta de um sistema mecânico a um impulso ou choque.

Matematicamente, pode-se representar a excitação de um impulso pela função delta de Dirac de argumento t , que excitando um sistema de um grau de liberdade a partir do repouso é representado pela equação (2.49).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \delta(t) \quad (2.49)$$

Sabendo que a propriedade operacional da função generalizada delta de Dirac a integral para um intervalo de tempo imediatamente anterior e imediatamente posterior ao início do movimento (HARRIS, 2001, THOMSON, 1997):

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{-\varepsilon}^{\varepsilon} \delta(t) dt = 1 \quad (2.50)$$

Aplicando a condição de deslocamento inicial zero e integrando a equação (2.49) e substituindo tem-se a velocidade v_0 :

$$v_0 = \frac{1}{m} \quad (2.51)$$

A equação (2.51) mostra que o impulso pode ser interpretado como uma variação instantânea de quantidade de movimento aplicada à massa m do sistema.

Aplicando-se as definições para a resposta do sistema subcrítico e para as condições iniciais de deslocamento nulo e velocidade dada pela equação (2.51) tem-se:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\zeta \cdot \omega_n t} \text{sen}(\omega_d t) \quad (2.52)$$

Onde $x(t)$ é a resposta do sistema a um impulso unitário em função da frequência amortecida ω_d e da frequência natural ω_n .

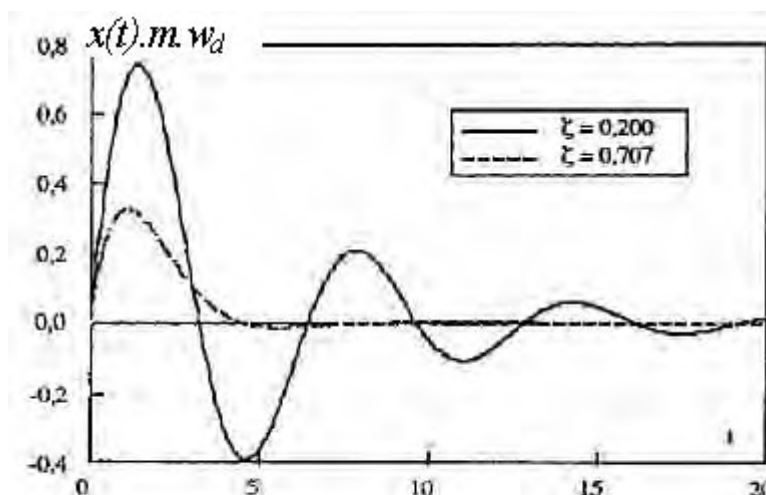


Figura 2.5 - Resposta do sistema ao impulso unitário

A equação (2.52) mostra que a resposta transiente decresce exponencialmente e tende a zero com o tempo tendendo a infinito. A figura 2.5 mostra que as curvas partem do repouso atingem um valor máximo e em função do fator de amortecimento ξ retornam à posição de equilíbrio.

2.5.4 Excitações aleatórias

Em algumas situações as forças aplicadas a um sistema mecânico podem ser descritas por relações matemáticas explícitas, sendo possível prever sua magnitude ao longo do tempo (comportamento determinístico). Contudo um sistema mecânico também pode ser submetido a forças cujo comportamento ao longo do tempo não obedeça a relações matemáticas e, portanto não seja possível prever com exatidão sua magnitude em cada instante. A ação das rajadas de vento em uma aeronave em vôo, o impacto das ondas do mar em uma plataforma de petróleo e a excitação de uma estrutura civil por um terremoto são exemplos da atuação de forças cujo comportamento é aleatório e só podem ser analisadas estatisticamente (NEWLAND, 2005, BENDAT, 2000).

A variação no tempo de uma força determinística e de uma força aleatória são mostradas respectivamente nas figuras 2.6 e 2.7.

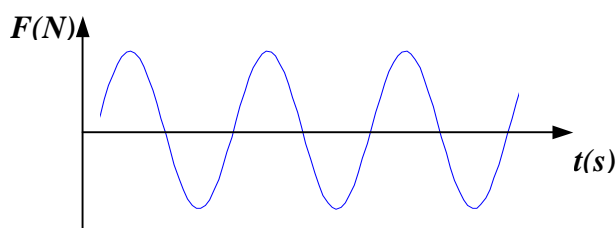


Figura 2.6 - Força do tipo determinístico.

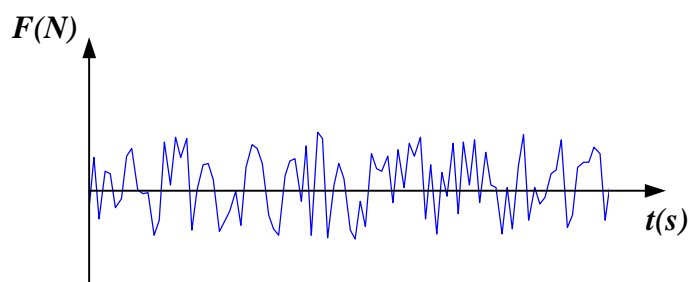


Figura 2.7 - Força do tipo aleatório.

Uma vez que não é possível prever a magnitude que um sinal aleatório assumirá em cada instante do tempo, deve-se analisá-lo por meio de técnicas estatísticas. Considere-se um sinal aleatório $y(t)$. Grava-se uma amostra deste sinal com duração de T segundos. Algumas propriedades estatísticas tais como valor médio (\bar{y}), valor quadrático médio y_{rms} e desvio padrão σ são dadas respectivamente por (GENTA,1993):

$$\bar{y} = \frac{1}{T} \int_0^T y(t) dt \quad (2.53)$$

$$y_{RMS} = \sqrt{\overline{y^2}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2(t) dt} \quad (2.54)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [y(t) - \bar{y}]^2 dt} \quad (2.55)$$

Todos os parâmetros estatísticos apresentados nas equações (2.53), (2.54) e (2.55) dependem dos valores assumidos por $y(t)$, que por sua vez variam com o tempo

(t). A amostra em questão do sinal $y(t)$ foi tomada no intervalo de tempo 0 a T s. Caso estes parâmetros não se alterem quando a amostra for tomada a partir de diferentes instantes iniciais, pode-se considerar este sinal aleatório como sendo estacionário. Se cada amostra retirada de $y(t)$ puder ser considerada típica, ou seja, caso seus parâmetros estatísticos sejam idênticos ao de qualquer outra amostra do mesmo sinal, o sinal também poderá ser considerado ergódico [HIEBER, 1982, BENDAT,2000]. Neste trabalho só serão analisados sinais aleatórios estacionários e ergódicos.

Outro parâmetro estatístico que pode ser calculado para o sinal $y(t)$ é a função de autocorrelação dada por:

$$R_y(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T y(t)y(t+\tau)dt \quad (2.56)$$

A função de autocorrelação avalia a interdependência dos valores da amostra nos instantes t e $t + \tau$. Em um sinal idealmente aleatório, o valor do sinal em cada instante é completamente independente dos valores nos demais instantes. Logo $R_y(\tau)$ será nula para todos os valores de τ , exceto 0. Para se avaliar a interdependência dos valores das amostras de dois sinais diferentes, $y(t)$ e $x(t)$, utiliza-se a função de correlação cruzada, similar à de autocorrelação:

$$R_{yx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T y(t)x(t+\tau)dt \quad (2.57)$$

A função densidade espectral de potência pode ser definida como a transformada de Fourier da função de autocorrelação e é dada por (BISMARCK, 1999):

$$S_y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_y(\tau)e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.58)$$

Analogamente, define-se a função densidade espectral de potência cruzada:

$$S_y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{yx}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.59)$$

A função densidade espectral de potência não fornece nenhuma informação a mais que as fornecidas pela função de autocorrelação, porém é definida no domínio da frequência.

A função $R_y(\tau)$ pode ser obtida a partir de $S_y(\omega)$ por meio da transformada inversa de Fourier:

$$R_y(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_y(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (2.60)$$

A dimensão da densidade espectral de potência é o quadrado da grandeza dividido pela unidade de frequência [Hz], ou seja para uma força medida em Newtons $S_y(\omega)$ terá como unidade [N^2/Hz]. Caso o sinal $y(t)$ em questão seja uma aceleração, $S_y(\omega)$ terá como unidade [$\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$], ou [g^2/Hz] (NEWLAND, 2005, BENDAT, 2000).

As funções $R_y(\tau)$ e $S_y(\omega)$ são funções pares. Logo: $R_y(\tau) = R_y(-\tau)$ e $S_y(\omega) = S_y(-\omega)$. Desta forma em medições experimentais só se utiliza o lado positivo do eixo das frequências.

As funções $R_y(\tau)$ e $S_y(\omega)$ formam um par de Fourier, pois a segunda é a transformada de Fourier da primeira e a primeira é a transformada inversa de Fourier da primeira. Porém para que a transformada de Fourier de uma função exista, é necessário que a integral $\int_{-\infty}^{\infty} |y(t)| dt$ seja finita. Isto será válido caso $y(t) \rightarrow 0$ quando $t \rightarrow \pm\infty$. Contudo para que um sinal aleatório seja estacionário deve ser contínuo em um período de tempo infinito, o que violaria a condição de existência da transformada de Fourier. Pode-se, no entanto, calcular a transformada de Fourier de um sinal $y_T(t)$ composto pelo sinal original apenas em um intervalo finito $-T \leq t \leq T$ e nulo fora deste intervalo, como mostrado na figura 2.8, extraída de (PETYT, 1990).

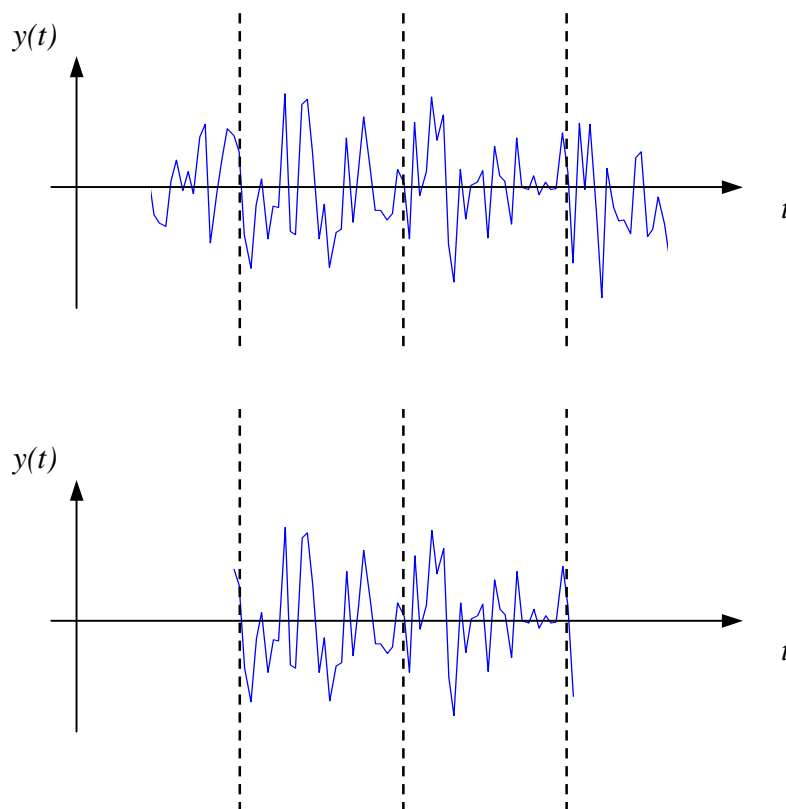


Figura 2.8 - Sinal aleatório truncado no período $-T$ a T .

Neste caso o par de Fourier será:

$$y_T(t) = \int_{-\infty}^{\infty} Y_T(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (2.61)$$

$$Y_T(i\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} y_T(t) e^{-i\omega t} dt \quad (2.62)$$

Pode-se provar que a densidade espectral de potência será dada por:

$$S_y(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} |Y_T(i\omega)|^2 \quad (2.63)$$

Quando tratamos de vibrações aleatórias desejamos saber qual a probabilidade de uma determinada vibração estar abaixo de um valor especificado e a distribuição Normal atendem a este propósito e são representadas pela equação (2.64), onde se tem a probabilidade de y estar entre valores do desvio padrão σ .

$$P(-\lambda\sigma \leq y(t) \leq \lambda\sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\lambda\sigma}^{\lambda\sigma} e^{-y/2\sigma^2} dx = \frac{e^{-y^2/2\sigma^2}}{\sigma\sqrt{2\pi}} \quad (2.64)$$

Com base em (2.64) para $\lambda=1$ tem-se uma probabilidade de $x(t)$ estar entre o valor de σ de 68,3%, para $\lambda=2$ tem-se uma probabilidade de $x(t)$ estar entre o valor de 2σ de 95,4% e para $\lambda=3$ tem-se uma probabilidade de $x(t)$ estar entre o valor de 3σ de 99,7%.

É importante observar que as acelerações aleatórias ocorrem em uma banda larga e excitam ao mesmo tempo diversas frequências, sendo esta uma importante diferença para a excitação harmônica de varredura que excita uma única frequência por vez. Imagine dois sistemas com frequências naturais diferentes em uma excitação harmônica teríamos as ressonâncias ocorrendo em momentos distintos o que não ocorrerá para as acelerações aleatórias (STEINBERG, 2000).

As vibrações aleatórias são normalmente mostradas em escala logarítmica e os eixos indicam a variação da densidade espectral de potência pela variação da frequência. No caso de ensaios dinâmicos a densidade espectral de potência relaciona a densidade de aceleração quadrática chamada de PSD (power spectral density) e é expressa pela equação (2.65).

$$S_y(\omega) = PSD = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{G_{RMS}^2}{\Delta f} \quad (2.65)$$

Onde G_{RMS} é o valor médio quadrático da aceleração em “g” (unidades gravitacionais) e Δf é a largura de banda da frequência expressa em hertz.

O G_{RMS} da resposta é dado pela equação (2.66):

$$G_{RMS} = \sqrt{\int_{f_1}^{f_2} PSD_{resposta} df} \quad (2.66)$$

O G_{RMS} da resposta pode ser obtido como a raiz quadrada da área sobre a curva de PSD x f. A figura 2.9 mostra um exemplo de cálculo de G_{RMS} (NASA, Finite Element Modeling; Disponível em: <http://femci.gsfc.nasa.gov/random/randomgrms.html>; acesso em 06/06/2006).

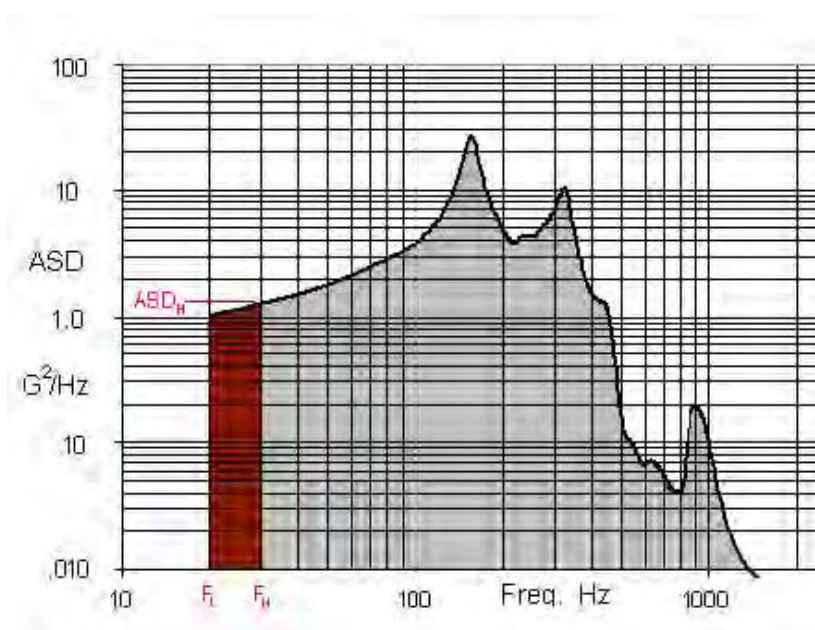


Figura 2.9 - Curva de PSD por frequência

Da figura 2.9 nota-se que F_L é a menor frequência, F_H a maior frequência, ASD_H o PSD do maior valor (F_H) e ASD_L o PSD do menor valor (F_L). E assim tem-se o valor de G_{RMS} dado pela expressão (2.67):

$$G_{RMS} = \sqrt{A} \quad (2.67)$$

Onde A é a área e é obtida pela expressão (2.68):

$$A = 10 \log 2 \frac{ASD_H}{10 \log 2 + m} \left[F_H - F_L \left(\frac{F_L}{F_H} \right)^{\frac{m}{10 \log 2}} \right] \quad (2.68)$$

$$m = \frac{n^\circ dB}{n^\circ Oitavas} \quad (2.69)$$

$$n^\circ Oitavas = \frac{\log(F_H / F_L)}{\log 2} \quad (2.70)$$

$$n^\circ dB = 10 \log(ASD_H / ASD_L) \quad (2.71)$$

2.5.4.1 Resposta de um grau de liberdade à excitações aleatórias

A equação de movimento de um sistema linear massa – mola – amortecedor de um grau de liberdade é dada pela equação 2.4. Sejam $x(t)$ e $F(t)$ respectivamente o deslocamento e a força aplicada e considerando que as funções $x(t)$ e $F(t)$ sejam truncadas para zero fora do intervalo $(-T, T)$, tem-se que suas transformadas de Fourier são, respectivamente:

$$x_T(t) = \int_{-\infty}^{\infty} U_T(i\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (2.72)$$

$$F_T(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F_T(i\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (2.73)$$

Substituindo as equações (2.72) e (2.73) na equação (2.4) tem-se:

$$\int_{-\infty}^{\infty} (-\omega^2 M + i\omega c + k) U_T(i\omega) e^{i\omega t} d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} F_T(i\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (2.74)$$

Igualando os integrandos:

$$(-\omega^2 M + i\omega c + k) U_T(i\omega) = F_T(i\omega) \quad (2.75)$$

Logo:

$$U_T(i\omega) = H(i\omega)F_T(i\omega) \quad (2.76)$$

Onde a função de resposta em frequência (receptância) $H(i\omega)$ é dada por:

$$H(i\omega) = \frac{1}{(-\omega^2 M + i\omega c + k)} \quad (2.77)$$

Da equação (2.63) tem-se que as densidades espectrais de potência da força e da resposta são, respectivamente:

$$S_f(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} |F_T(i\omega)|^2 \quad (2.78)$$

$$S_u(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} |U_T(i\omega)|^2 \quad (2.79)$$

Substituindo a equação (2.76) na equação (2.79) vem:

$$S_u(\omega) = |H(i\omega)|^2 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} |F_T(i\omega)|^2 \quad (2.80)$$

Das equações (2.80) e (2.78) chega-se finalmente a:

$$S_u(\omega) = |H(\omega)|^2 S_f(\omega) \quad (2.81)$$

2.5.4.2 Resposta de vários graus de liberdade à excitações aleatórias

Analogamente à equação (2.76) tem-se que o vetor das transformadas de Fourier das respostas é dado pela equação matricial:

$$[U_T(i\omega)] = [H(i\omega)][F_T(i\omega)] \quad (2.82)$$

Onde $[U_T(i\omega)]$ é um vetor $N \times 1$, $[H(i\omega)]$ é uma matriz $N \times N$ e é dada por:

$$[H(i\omega)] = (-\omega^2 [M] + i\omega [C] + [K])^{-1} \quad (2.83)$$

E $[F_T(i\omega)]$ é um vetor $N \times 1$.

Para a resposta no r -ésimo grau de liberdade tem-se que:

$$U_{T_r}(i\omega) = [H_r(i\omega)][F_T(i\omega)] \quad (2.84)$$

Onde $[H_r(\omega)]$ é um vetor $1 \times N$ e (a r -ésima linha de $[H(\omega)]$) e $[F_T(\omega)]$ é um vetor $N \times 1$. A densidade espectral de potência da resposta no r -ésimo grau de liberdade será então:

$$S_{u_r}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} |U_{T_r}(i\omega)|^2 \quad (2.85)$$

Substituindo-se a equação (2.84) na equação (2.85) obtém-se:

$$S_{u_r}(\omega) = [H_r(i\omega)]^* \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} [F_T(i\omega)]^* [F_T(i\omega)]^T [H_r(i\omega)]^T \quad (2.86)$$

Os símbolos * e T indicam respectivamente complexo conjugado da matriz e transposta da matriz. Na equação (2.86) está presente a matriz da densidade espectral cruzada das forças aplicadas dada por:

$$[S_f(i\omega)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\pi}{T} [F_T(i\omega)]^* [F_T(i\omega)]^T \quad (2.87)$$

Das equações (2.87) e (2.86) chega-se finalmente à expressão da densidade espectral de potência da resposta no r-ésimo grau de liberdade:

$$S_{u_r}(\omega) = [H(i\omega)]_r^* [S_f(i\omega)] [H(i\omega)]_r^T \quad (2.88)$$

No caso de um sistema de dois graus de liberdade, a equação (2.88) poderia ser escrita como:

$$S_{u_r}(\omega) = \begin{bmatrix} H_{11}^*(i\omega) & H_{12}^*(i\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{f_1f_1}(i\omega) & S_{f_1f_2}(i\omega) \\ S_{f_2f_1}(i\omega) & S_{f_2f_2}(i\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11}(i\omega) \\ H_{12}(i\omega) \end{bmatrix} \quad (2.89)$$

Caso as forças f_1 e f_2 sejam causadas por fontes diferentes e portanto não possuam nenhuma correlação entre si, tem-se que:

$$R_{f_1f_2}(\tau) = R_{f_2f_1}(\tau) = 0 \quad (2.90)$$

Logo:

$$S_{f_1f_2}(i\omega) = S_{f_2f_1}(i\omega) = 0 \quad (2.91)$$

Substituindo a equação (2.91) na equação (2.89) obtém-se:

$$S_{u_r}(\omega) = |H_{r1}(i\omega)|^2 S_{f_1f_1}(i\omega) + |H_{r2}(i\omega)|^2 S_{f_2f_2}(i\omega) \quad (2.92)$$

Caso as forças f_1 e f_2 sejam idênticas, tem-se que:

$$R_{f_1f_2}(\tau) = R_{f_2f_1}(\tau) = R_{f_1f_1}(\tau) \quad (2.93)$$

Logo:

$$S_{f_1 f_2}(i\omega) = S_{f_2 f_1}(i\omega) = S_{f_1 f_1}(i\omega) \quad (2.94)$$

Substituindo a equação (2.94) na equação (2.89) obtém-se:

$$S_{u_r}(\omega) = |H_{r_1}(i\omega) + H_{r_2}(i\omega)|^2 S_{f_1 f_1}(i\omega) \quad (2.95)$$

As equações (2.92) e (2.95) podem ser facilmente generalizadas para o caso de um sistema com n graus de liberdade fornecendo, respectivamente:

$$S_{u_r}(\omega) = \sum_{i=1}^n |H_{ri}(i\omega)|^2 S_{f_i f_i}(i\omega) \quad (2.96)$$

$$S_{u_r}(\omega) = \left| \sum_{i=1}^n H_{ri}(i\omega) \right|^2 S_{f_1 f_1}(i\omega) \quad (2.97)$$

2.5.4.3 Resposta de vários graus de liberdade – método modal

Rescrevendo a equação (2.1) da dinâmica de um sistema mecânico com n graus de liberdade:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.98)$$

pode-se aproximar os deslocamentos $\{x(t)\}$ como uma combinação linear dos m primeiros modos não amortecidos do sistema:

$$\{x(t)\} = [\phi]\{q(t)\} \quad (2.99)$$

Onde $\{q(t)\}$ é o vetor das coordenadas generalizadas e $[\phi]$ é a matriz que contém em suas colunas os modos não amortecidos do sistema. Substituindo a equação (2.99) na equação (2.98) e pré - multiplicando tudo por $[\phi]^T$ obtém-se:

$$[\bar{M}]\{\ddot{q}(t)\} + [\bar{C}]\{\dot{q}(t)\} + [\bar{K}]\{q(t)\} = \{Q(t)\} \quad (2.100)$$

Onde:

$$[\bar{M}] = [\phi]^T [M] [\phi] \quad (2.101)$$

$$[\bar{C}] = [\phi]^T [C] [\phi] \quad (2.102)$$

$$[\bar{K}] = [\phi]^T [K] [\phi] \quad (2.103)$$

$$\{Q\} = [\phi]^T \{f(t)\} \quad (2.104)$$

Se os autovetores $\{\phi\}$ forem normalizados de forma que o produto $[\phi]^T [M] [\phi]$ seja igual à matriz identidade, a equação (2.103) terá então a forma:

$$\{\ddot{q}(t)\} + [\bar{C}]\{\dot{q}(t)\} + [\Lambda]\{q(t)\} = \{Q(t)\} \quad (2.105)$$

Onde a matriz $[\Lambda]$ é uma matriz diagonal que contém em sua diagonal principal os quadrados das frequências naturais de cada modo:

$$[\Lambda] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & \omega_i^2 & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & \omega_m^2 \end{bmatrix} \quad (2.106)$$

Uma vez que as matrizes da equação (2.105) possuem a dimensão $m \times m$ é muito mais econômico do ponto de vista de esforço computacional, resolver a equação (2.105) do que a equação (2.101).

Considerando uma força excitadora harmônica do tipo:

$$\{f(t)\} = \{f\}e^{i\omega t} \quad (2.107)$$

e uma resposta também harmônica:

$$\{x(t)\} = \{x\}e^{i\omega t} \quad (2.108)$$

Das equações (2.107), (2.108), (2.105) e (2.102) chega-se a:

$$\{x\} = [\phi](-\omega^2[I] + i\omega[\bar{C}] + [\Lambda])^{-1}[\phi]^T \{f\}e^{i\omega t} \quad (2.109)$$

Conseqüentemente, a matriz de resposta em frequência (receptância) é dada por:

$$[H(\omega)] = [\phi](-\omega^2[I] + i\omega[\bar{C}] + [\Lambda])^{-1}[\phi]^T \quad (2.110)$$

Substituindo-se a equação (2.110) na equação (2.90), chega-se à expressão da densidade espectral de potência da resposta do grau de liberdade r:

$$S_{u_r}(\omega) = \{\phi_r\}(-\omega^2[I] - i\omega[\bar{C}] + [\Lambda])^{-1}[J](-\omega^2[I] + i\omega[\bar{C}] + [\Lambda])^{-1}\{\phi_r\}^T \quad (2.111)$$

Onde:

$$[J(i\omega)] = [\phi][S_f(i\omega)][\phi]^T \quad (2.112)$$

A matriz $[J(i\omega)]$ é a matriz de densidades espectrais cruzadas da forças generalizadas. A matriz $[S_f(i\omega)]$ é calculada de acordo com a equação (2.87). Todas as matrizes presentes na equação (2.111) possuem a dimensão m x m enquanto que $[S_f(i\omega)]$ presente na equação do sistema completo nas coordenadas físicas (equação (2.88) tem a dimensão n x n, o que proporciona economia no esforço computacional. Se o amortecimento for pequeno e as frequências naturais não forem muito próximas entre si, os elementos da diagonal principal do termo $(-\omega^2[I] - i\omega[\bar{C}] + [\Lambda])^{-1}[J](-\omega^2[I] + i\omega[\bar{C}] + [\Lambda])^{-1}$ serão muito maiores do que os termos fora da diagonal, que podem então ser desprezados. Desta forma a equação (2.111) se reduz a:

$$S_{u_r}(\omega) = \sum_{i=1}^m \phi_{ri}^2 \{(\Lambda_{ii} - \omega^2)^2 + (\omega\bar{C}_{ii})^2\}^{-2} J_{ii} \quad (2.113)$$

2.6 ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

O modelo matemático mais simples de um sistema no qual foi introduzido isolamento de vibrações é um sistema de 1 grau de liberdade excitado pelo suporte ao qual está conectado por um elemento de rigidez e um elemento de amortecimento, como mostrado na figura 2.10.

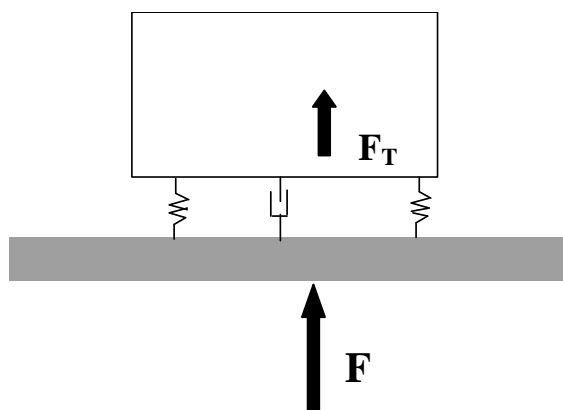


Figura 2.10 - Sistema de 1 grau de liberdade excitado pela base.

Considerando-se a excitação harmônica, a razão entre a força transmitida ao suporte (F) e a força transmitida ao sistema (F_T), bem como entre as amplitudes do sistema (X) e do suporte (Y), a razão de transmissibilidade, é mostrada na equação (2.114) (HARRIS, 2001, THOMSON, 1997).

$$\left| \frac{F_T}{F} \right| = \left| \frac{X}{Y} \right| = \sqrt{\frac{1 + \left(2 \xi \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(2 \xi \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \quad (2.114)$$

Onde w é a frequência do sistema conectado rigidamente ao suporte e w_n a frequência do sistema conectado ao suporte por meio das molas e amortecedores. A transmissibilidade dependerá da razão entre estas duas frequências ($\Omega = w/w_n$) e do fator de amortecimento do dispositivo isolador de vibração (ξ). A figura 2.11 mostra a influência destes dois fatores na transmissibilidade (KELLY, 1993).

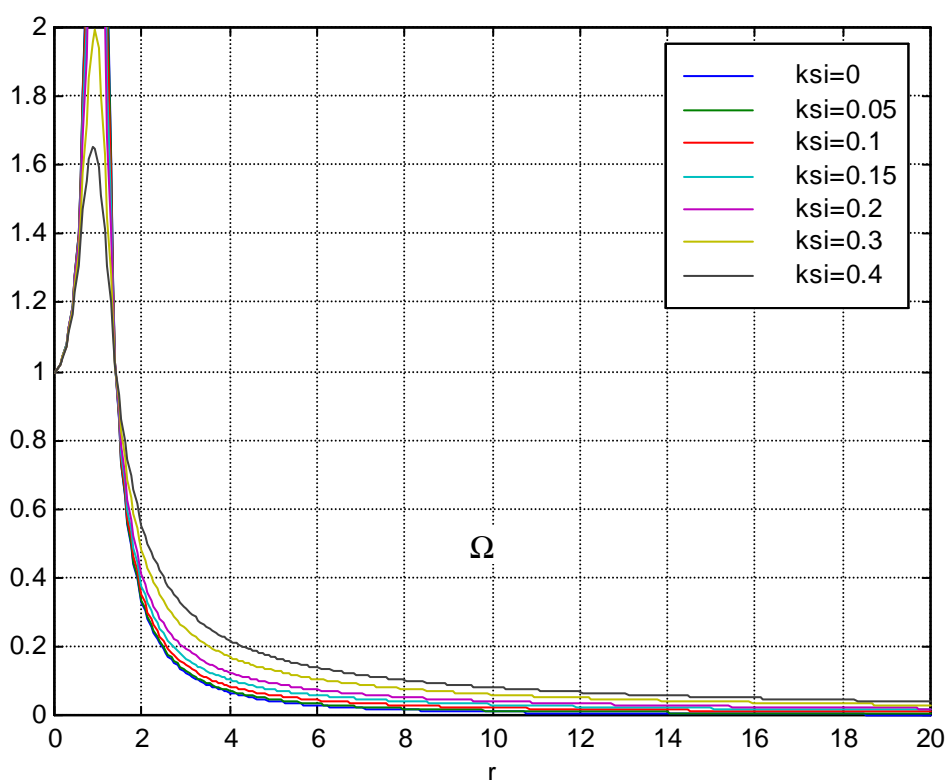


Figura 2.11 - Transmissibilidade em função de Ω e ξ .

Observando-se a figura (2.11) percebe-se que o fator de amortecimento contribui para a redução da transmissibilidade até o ponto em que $\Omega = \sqrt{2}$. A partir deste valor o aumento do fator de amortecimento leva a um aumento da transmissibilidade. Contudo, o comportamento assintótico das curvas de transmissibilidade fazem com que a medida que $\Omega \rightarrow \infty$, $|F_T/F| \rightarrow 0$. Além disso, a presença do amortecimento atua no sentido de reduzir a amplitude dos deslocamentos nos picos de ressonância, o que é bastante útil em sistemas excitados por forças harmônicas cuja frequência varie alterando, pois o valor de w . Logo, é desejável que o isolador também reduza sensivelmente a frequência w_n aumentando o máximo possível o valor de Ω . Pode-se observar na figura (2.11), onde são considerados fatores de amortecimento inferiores a 0,4, para valores de Ω superiores a 4, por exemplo, a transmissibilidade será sempre inferior a 0,2.

3 ENSAIOS DINÂMICOS

Após os estudos da revisão bibliográfica que permitiram a definição das configurações e materiais a serem ensaiados deu-se início a fase dos ensaios dinâmicos.

Os ensaios foram efetuados por um laboratório especializado em ensaios dinâmicos. Segundo informações do próprio laboratório o excitador eletromecânico é da marca Ling Dynamic Systems (LDS), modelo V830. O amplificador também é da marca LDS sendo o modelo SPA16K-V830. O sistema de controle utilizado é o Dactron, onde foram definidos os parâmetros de ensaio. A frequência de aquisição utilizada no ensaio aleatório foi de 20KHz, o número de amostras foi de 52.000 por segundo, a janela utilizada no ensaio foi a Hanning e o sistema de digitalização é de 16 bits. Havia uma preocupação especial com o acelerômetro que deveria ser o menor e mais leve possível para ser alojado nas PCB's e não alterar os ensaios devido ao aumento de massa. O acelerômetro especificado pelo laboratório para atender a esta preocupação foi o "PCB Piezotronics", modelo 352C23. Maiores detalhes pertinentes ao acelerômetro são fornecidos no Anexo B.

O presente trabalho tem como ênfase:

- Concepção dos isoladores, com a definição dos materiais e configuração geométrica.
- Projeto do protótipo do equipamento a ser ensaiado de forma a não fadigar os componentes eletrônicos reais.
- A definição dos novos níveis de vibração a ser aplicados no protótipo em função das limitações de carga do excitador.
- Os pontos onde seriam fixados os acelerômetros para leitura das respostas dinâmicas.
- A interpretação das respostas dinâmicas.

O principal objetivo dos ensaios é a obtenção das curvas de resposta dinâmica, que foram analisadas mostrando coerência com os estudos efetuados na fase de revisão bibliográfica, onde se verificou que maiores razões de frequência levariam a menores

níveis de vibração sobre o equipamento e sobre os componentes eletrônicos fixos internamente nas PCB's.

Os ensaios permitiram obter o melhor sistema de isolamento dentre os materiais selecionados e a melhor solução é aquela que promove maior redução dos níveis de vibração e também suportará os níveis de ensaio dinâmico aleatório de qualificação (ALMEIDA, 2006).

Os ensaios dinâmicos foram efetuados monitorando dois pontos externos ao equipamento e três pontos internos a PCB que fica de frente à tampa do equipamento conforme já descrito no item 3.8.3.3 (Pontos das respostas dinâmicas aleatórias).

Os ensaios foram realizados no equipamento com e sem isoladores.

Os materiais utilizados como isoladores foram o poliuretano, silicone e polietileno.

Os primeiros ensaios foram realizados sem os isoladores.

A seguir foram efetuados ensaios com o poliuretano, seguido pelo silicone e por dois tipos de polietileno, por fim os ensaios finais foram feitos com o uso de uma solução híbrida de tiras de polietileno e arruelas de silicone, que foi a solução adotada para o presente equipamento e conforme já descrito no item de simulação por elementos finitos.

Os isoladores de poliuretano e silicone foram dois tipos de arruelas, sendo o primeiro tipo composto de vinte e quatro arruelas para isolar a vibração axial e radial aos furos (figura 3.8), e o segundo, devido a dificuldades de usinagem, pois o material era mais flexível, foi necessário dividir o modelo anterior (de poliuretano) em vinte e quatro arruelas para isolar a vibração axial e doze arruelas para isolar a vibração radial aos furos (figura 3.14). O isolador de polietileno constava de duas tiras, para isolamento da vibração axial e radial (figura 3.20). A solução híbrida (isoladores de polietileno e silicone) constava da tira de polietileno para isolar as vibrações axiais aos furos e com as doze arruelas de silicone para isolar as vibrações radiais (figura 3.27). Os furos citados aqui são os furos de união do equipamento a sua base em "C". Convém ressaltar que o equipamento completo se fixa à estrutura da aeronave através de outros dezesseis furos situados perpendicularmente aos furos citados anteriormente

O modelo de elementos finitos foi confeccionado para a solução híbrida e a correlação entre os pontos e os nós do modelo é dado na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Relação entre nós e pontos de acelerômetros

Nó	Ponto	Descrição da posição de fixação do acelerômetro no equipamento
50	A	Externo: do lado direito do parafuso central superior.
4777	B	Externo: próximo ao ponto de fixação.
1737	C	Interno: base da PCB entre os tirantes esquerdos inferiores.
1174	D	Interno: topo da PCB entre os tirantes direitos superiores.
1727	E	Interno: centro da PCB ao lado esquerdo do tirante central.

A figura 3.1 ilustra a posição dos acelerômetros internos e externos. O ponto A permite obter a excitação externa do equipamento. O ponto B permite obter a excitação de entrada do equipamento. Os pontos C, D e E, monitoram as acelerações internas do equipamento próximo aos componentes eletrônicos críticos.

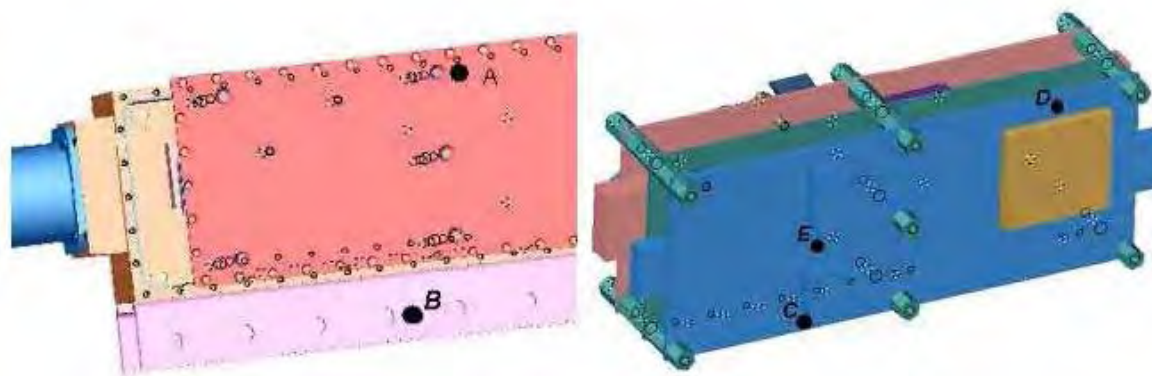


Figura 3.1 - Pontos de fixação dos acelerômetros.

Durante os ensaios dinâmicos, devido a limitações do excitador, um sinal de excitação aleatória de $0,02 [g^2/Hz]$ é aplicado de 20 a 80 [Hz], subindo 4 [db/oct] para $0,12 [g^2/Hz]$ em 300 [Hz] e se mantendo neste valor até 1.000 [Hz] quando então declina em -6 [db/oct] para $0,03 [g^2/Hz]$.

Em vibrações aleatórias a energia da excitação aplicada ao sistema é igual à raiz quadrada da área da curva de densidade espectral de potência por frequência, totalizando para este caso uma energia de $12,6 G_{RMS}$. (NEWLAND; 2005; WIRSCHING, 1995).

A curva da excitação que chega ao equipamento será a resposta dinâmica do acelerômetro fixado ao ponto B, que fica próximo aos furos de fixação do equipamento à aeronave. O protótipo foi fixo a um dispositivo de vibração e este ao excitador, conforme mostra a figura 3.2. O dispositivo foi necessário para permitir os ensaios na direção X, que é perpendicular as PCB's e é a direção crítica para os componentes eletrônicos por produzir fadiga sobre os mesmos. Devido à flexibilidade do dispositivo, frequências ressonantes superiores a 1000 Hz foram excitadas ao protótipo amplificando a energia fornecida pelo excitador de $12,6 G_{RMS}$ para valores próximos a $16 G_{RMS}$. De fato caso o dispositivo fosse suficientemente rígido, ou seja, tivesse suas primeiras frequências naturais superiores a 2000 Hz, o sinal de excitação que chega ao equipamento seria o mesmo fornecido pelo excitador. As ampliações decorrentes das frequências naturais do dispositivo, superiores a 1000 Hz, serão observadas nas respostas dinâmicas do ponto B para os ensaios que seguem, nas figuras 3.4, 3.10, 3.16, 3.22 e 3.29.

A amplificação ou redução da energia de excitação de entrada do protótipo é monitorada externamente pelo acelerômetro fixo no ponto A, conforme mostrado na figura 3.1.

A amplificação ou redução de energia interna ao protótipo, atuante sobre as PCB's é monitorada pelos pontos C,D e E, conforme mostrado na figura 3.1.

O valor simulado pelo método dos elementos finitos teve uma energia de $18,2 G_{RMS}$, como já descrito anteriormente.

Convém ressaltar novamente que os ensaios foram feitos no intuito de encontrar um isolador de vibrações que reduzisse os níveis de vibração sobre os componentes eletrônicos e suportasse os esforços dinâmicos dos ensaios.

3.1 ENSAIOS DINÂMICOS SEM ISOLADORES

As figuras 3.3 a 3.4 mostram os resultados dos ensaios dinâmicos com a excitação aplicada na direção X, que é perpendicular as PCB's.

A fotografia da montagem do equipamento protótipo sobre o excitador é mostrado na figura 3.2.

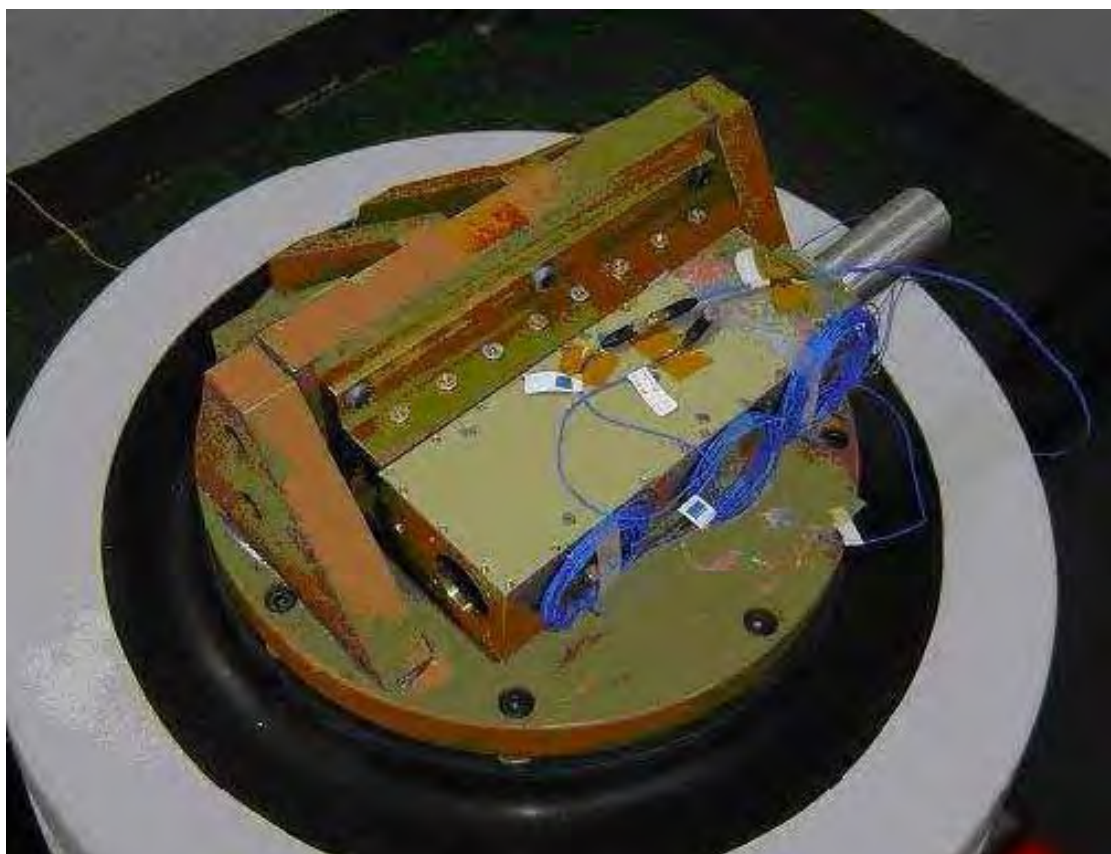


Figura 3.2 - Equipamento montado sobre o excitador

A figura 3.3 mostra que o equipamento sem isoladores será bem rígido e o acelerômetro no ponto A só detecta a primeira frequência natural superior a 600 [Hz] e amplitude de 10 [g^2/Hz]. A amplitude máxima de 40 [g^2/Hz] ocorre para uma frequência de 700 [Hz]. A amplificação de energia decorrente das ressonâncias elevou os 16,4 G_{RMS} de excitação para os 49,5 G_{RMS} . O primeiro pico de ressonância (600 Hz) possivelmente ocorre em decorrência dos modos internos das PCB's e o modo real da estrutura sem isolamento seja o de 700 [Hz].

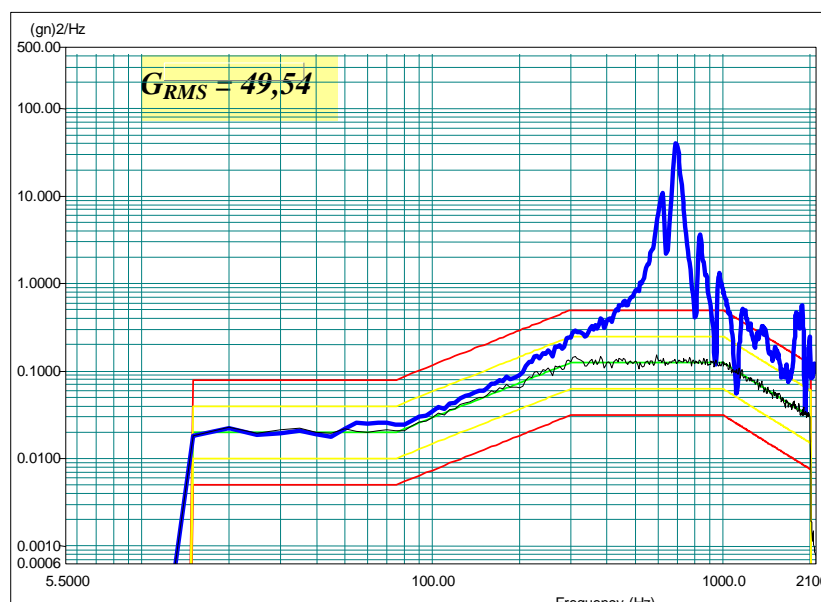


Figura 3.3 - Resposta dinâmica do ponto A – sem isoladores

A figura 3.4 mostra o sinal de entrada que excita o equipamento durante os ensaios. Nota-se a interferência do dispositivo de ensaio, que para altas frequências irá ampliar os níveis aplicados pela base do equipamento. Observe que se o dispositivo fosse rígido o suficiente para não apresentar frequências naturais inferiores a 2.000 [Hz] os valores de excitação seriam os mesmos 12,6 G_{RMS} de entrada do excitador e não os 16,4 G_{RMS} que atuaram sobre o equipamento durante os ensaios, conforme mostra a figura 3.4.

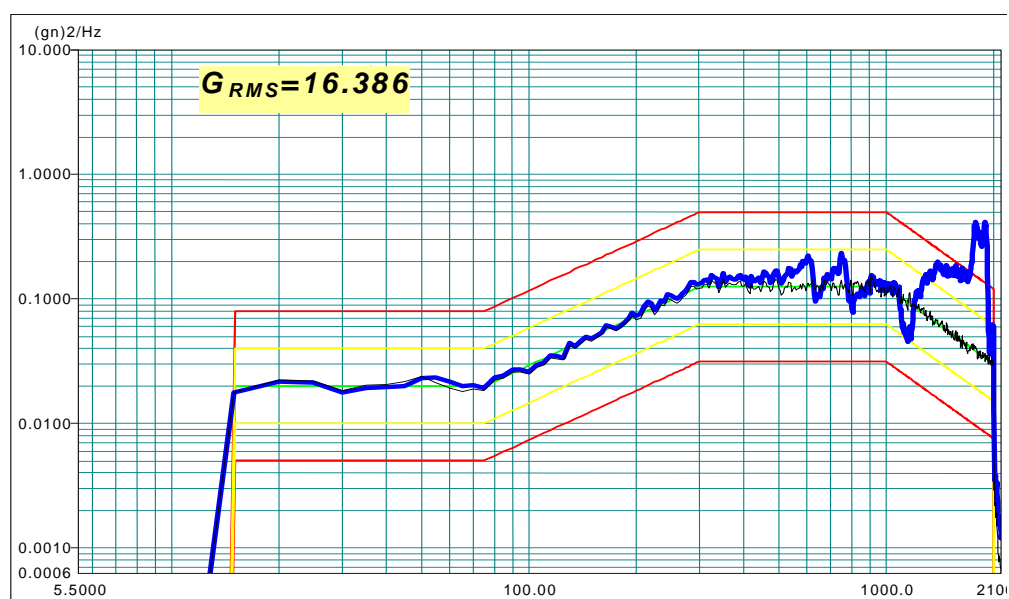


Figura 3.4 - Resposta dinâmica do ponto B – sem isoladores

As figuras 3.5, 3.6 e 3.7 mostram que as ressonâncias só ocorreram a partir dos 500 [Hz] para as PCB's, as maiores amplitudes ocorreram para os pontos mais acima da fixação do equipamento sendo os maiores valores alcançados para o ponto E e atingem 500 [g^2/Hz]. Os valores de energia atuantes aos pontos C, D e E são respectivamente, 97,9 G_{RMS} , 271,6 G_{RMS} e 121,0 G_{RMS} . É importante ressaltar que a leitura de 271,6 G_{RMS} não deve ser considerada por ter havido “descolamento do acelerômetro” o que pode ser observado pelo descolamento da curva de resposta da curva de excitação fora da região de frequências naturais já antes dos 20 [Hz].

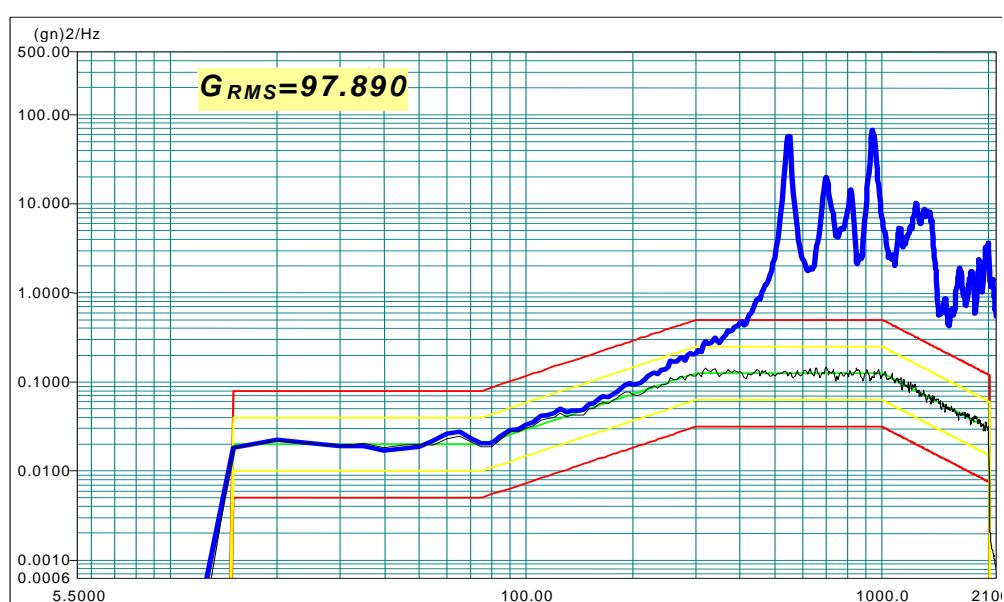


Figura 3.5 - Resposta dinâmica do ponto C – sem isoladores.

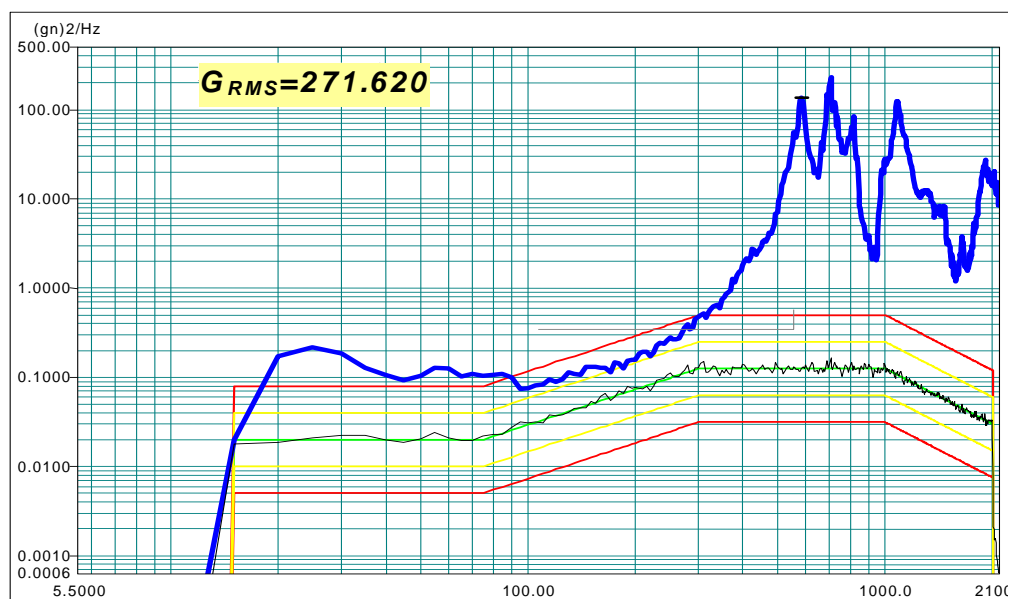


Figura 3.6 - Resposta dinâmica do ponto D – sem isoladores

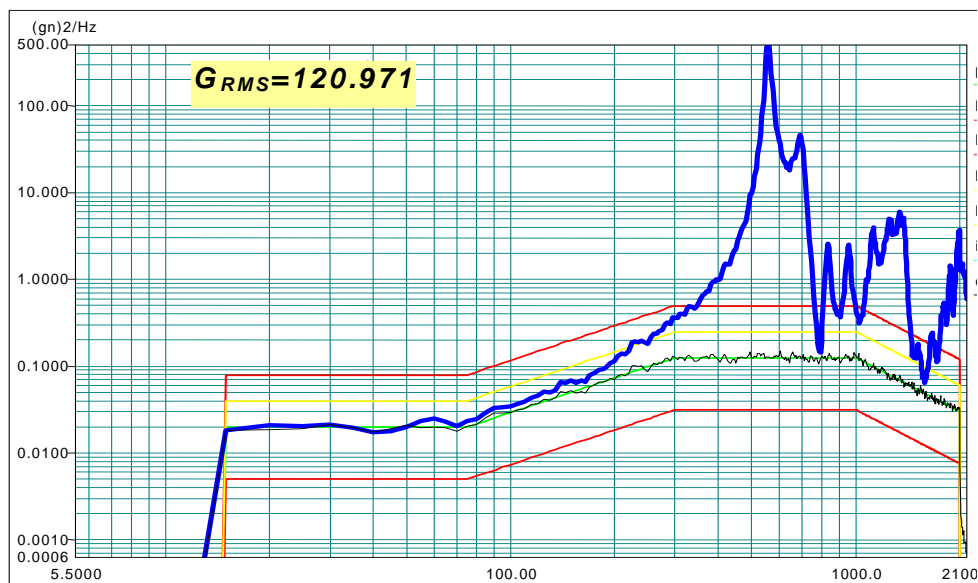


Figura 3.7 - Resposta dinâmica do ponto E – sem isoladores.

Os resultados de amplitude tanto externo como interno mostram os altos níveis de energia decorrente da alta transmissibilidade a que estariam sujeitos os componentes caso nenhuma medida fosse tomada no sentido de reduzir os níveis de vibração sobre o equipamento e neste sentido optou-se pelo uso de isoladores de vibrações.

3.2 ENSAIOS DINÂMICOS COM ISOLADORES DE POLIURETANO

A figura 3.8 mostra os isoladores de poliuretanos (tipo arruelas) fabricados e inseridos entre o equipamento e a sua base.



Figura 3.8 - Isoladores de poliuretano.

As figuras 3.9 a 3.13 mostram os resultados dos ensaios dinâmicos com a excitação aplicada na direção X, que é perpendicular as PCB's.

A figura 3.9 mostra o efeito do isolador sobre o equipamento. O acelerômetro no ponto A detecta a primeira frequência natural de 265 [Hz] e amplitude de 4 [g^2/Hz] que é também amplitude máxima. A amplificação de energia decorrente das ressonâncias elevou os 15,54 G_{RMS} de excitação para os 22,3 G_{RMS} . Apesar de ocorrer uma amplificação da energia já se pode notar claramente a importância do isolador, que para a faixa de 400 a 1.000 [Hz], que é a região das frequências naturais externas, o sinal da resposta dinâmica não superou o sinal de excitação.

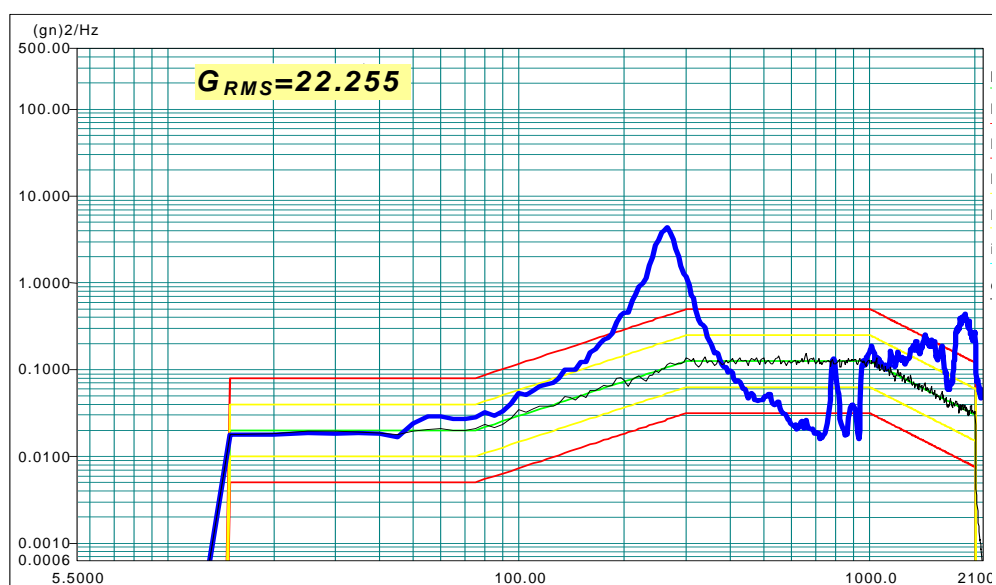


Figura 3.9 - Resposta dinâmica do ponto A – isoladores de poliuretano.

A figura 3.10 mostra o sinal de entrada que excita o equipamento durante os ensaios com isoladores de poliuretano. Nota-se a interferência do dispositivo de ensaio, que para altas frequências irá ampliar os níveis aplicados pela base do equipamento. Observe que se o dispositivo fosse rígido o suficiente para não apresentar frequências naturais inferiores a 2.000 [Hz] os valores de excitação seriam os mesmos 12,6 G_{RMS} de entrada do excitador e não os 15,54 G_{RMS} que atuaram sobre o equipamento durante os ensaios.

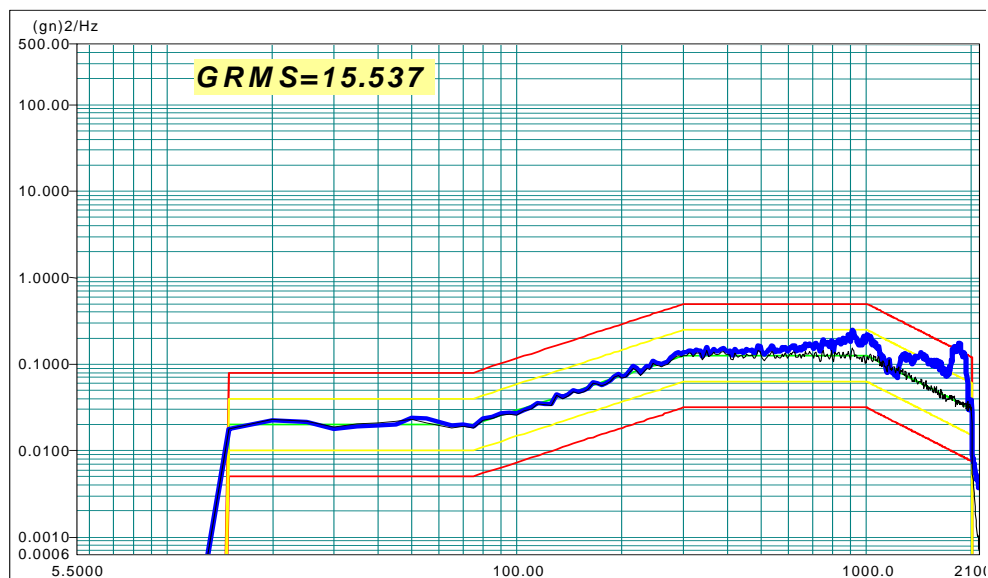


Figura 3.10 - Resposta dinâmica do ponto B – isoladores de poliuretano

As figuras 3.11, 3.12 e 3.13 mostram que apesar da redução de energia, quando comparado ao caso sem isoladores, os pontos C, D e E que passam a ter respectivamente 132, 108 e 33 G_{RMS} , as ressonâncias ainda produzem altas transmissibilidades e altos níveis de energia, principalmente para os pontos C e D, que terão valores de 200 [g^2/Hz] e 111 [g^2/Hz], respectivamente.

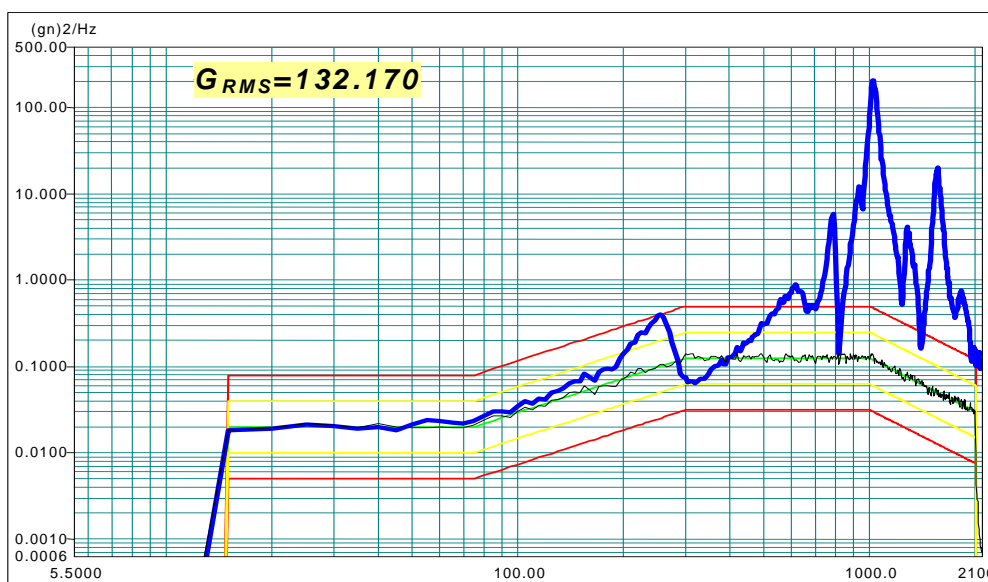


Figura 3.11 - Resposta dinâmica do ponto C – isoladores de poliuretano

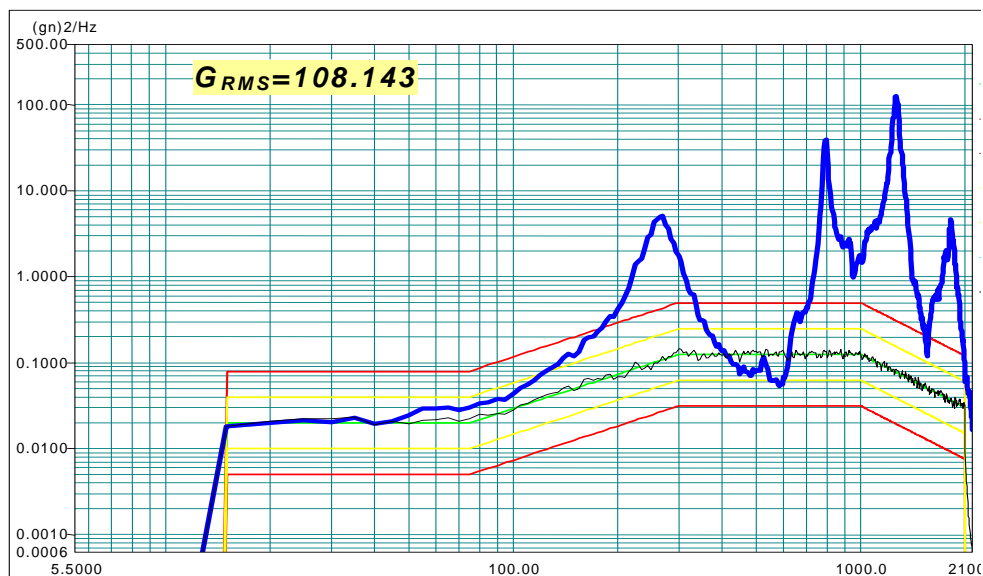


Figura 3.12 - Resposta dinâmica do ponto D – isoladores de poliuretano.

A figura 3.13 mostra uma transmissibilidade do ponto E bem menor do que as encontradas nos pontos C e D.

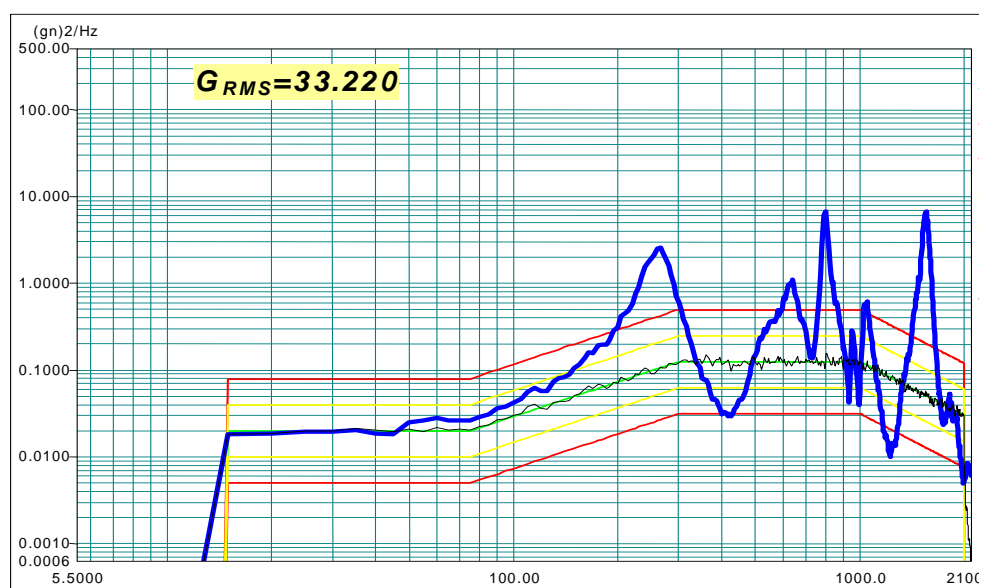


Figura 3.13 - Resposta dinâmica do ponto E – isoladores de poliuretano.

De um modo geral os resultados encontrados com os isoladores de poliuretano apresentaram ainda altas transmissibilidades e assim deve-se buscar soluções que levem a uma maior razão de frequências e conseqüentemente uma menor energia sobre os componentes eletrônicos das PCB's.

3.3 ENSAIOS DINÂMICOS COM ISOLADORES DE SILICONE

A figura 3.14 mostra os isoladores de silicone (tipo arruelas) fabricados e inseridos entre o equipamento e a sua base. Neste caso por ser este um material mais flexível não foi possível usinar o mesmo em uma única operação e assim foram fabricadas duas peças que quando montadas assumiam uma configuração similar a do isolador anterior.

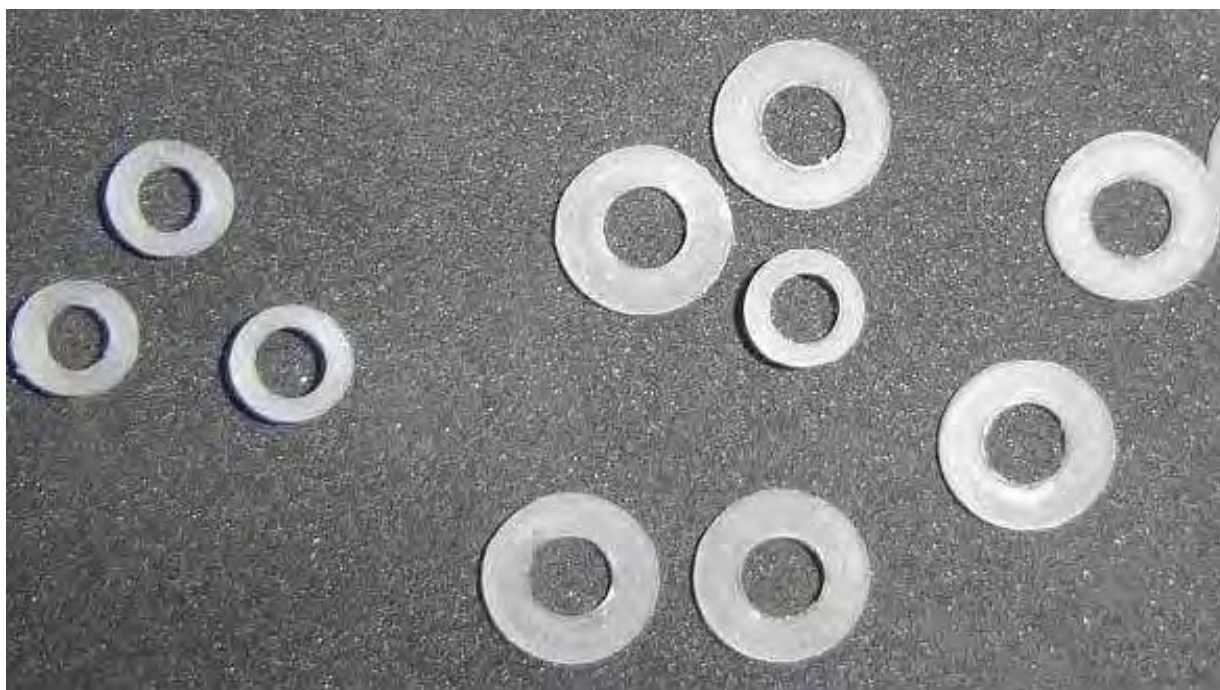


Figura 3.14 - Isoladores de silicone.

A figura 3.15 mostra o efeito do isolador sobre o equipamento. O acelerômetro no ponto A detecta a primeira frequência natural de 255 [Hz] e amplitude de 3 [g^2/Hz] que é também amplitude máxima. A amplificação de energia decorrente das ressonâncias elevou os 16,4 G_{RMS} de excitação para os 18,5 G_{RMS} . Apesar dos resultados serem melhores que o caso sem isoladores não apresentou ganhos significativos quando comparado com o caso dos isoladores de poliuretano.

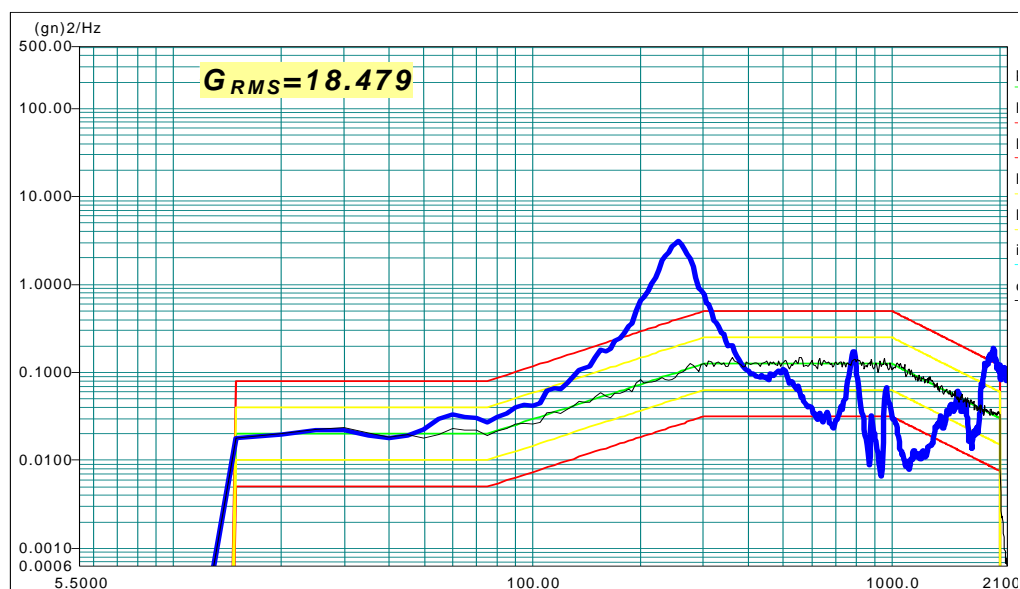


Figura 3.15 - Resposta dinâmica do ponto A – isoladores de silicone.

A figura 3.16 mostra o sinal de entrada que excita o equipamento durante os ensaios com isoladores de silicone. Nota-se a interferência do dispositivo de ensaio, que para altas frequências irá ampliar os níveis aplicados pela base do equipamento. Observe que se o dispositivo fosse rígido o suficiente para não apresentar frequências naturais inferiores a 2.000 [Hz] os valores de excitação seriam os mesmos 12,6 G_{RMS} de entrada do excitador e não os 16,4 G_{RMS} que atuaram sobre o equipamento durante os ensaios.

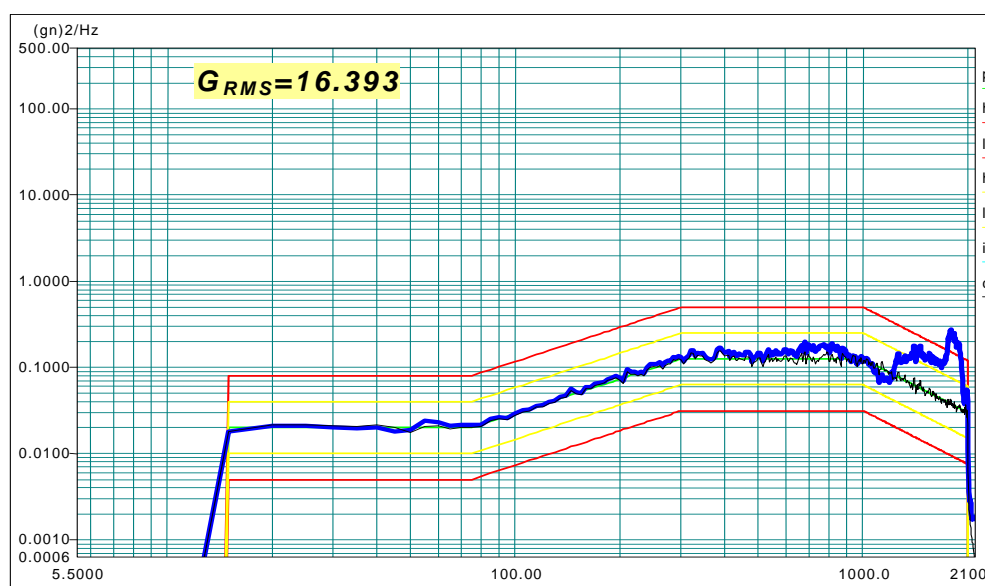


Figura 3.16 - Resposta dinâmica do ponto B – isoladores de silicone.

As figuras 3.17, 3.18 e 3.19 mostram que apesar da redução de energia, quando comparado ao caso sem isoladores e com os isoladores de poliuretano, os pontos C, D

e E que passam a ter respectivamente 95, 67 e 30 G_{RMS} , as ressonâncias continuam com altas transmissibilidades e altos níveis de energia, principalmente para os pontos C e D, com valores de 100 e 50 $[g^2/Hz]$, mas já reduz a transmissibilidade pela metade, quando comparado com o ensaio de poliuretano.

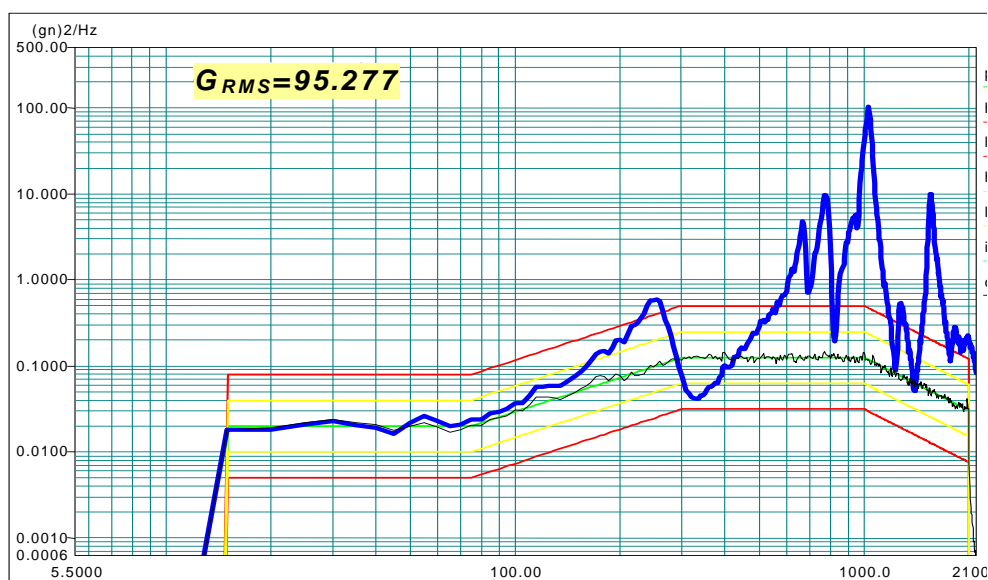


Figura 3.17 - Resposta dinâmica do ponto C – isoladores de silicone

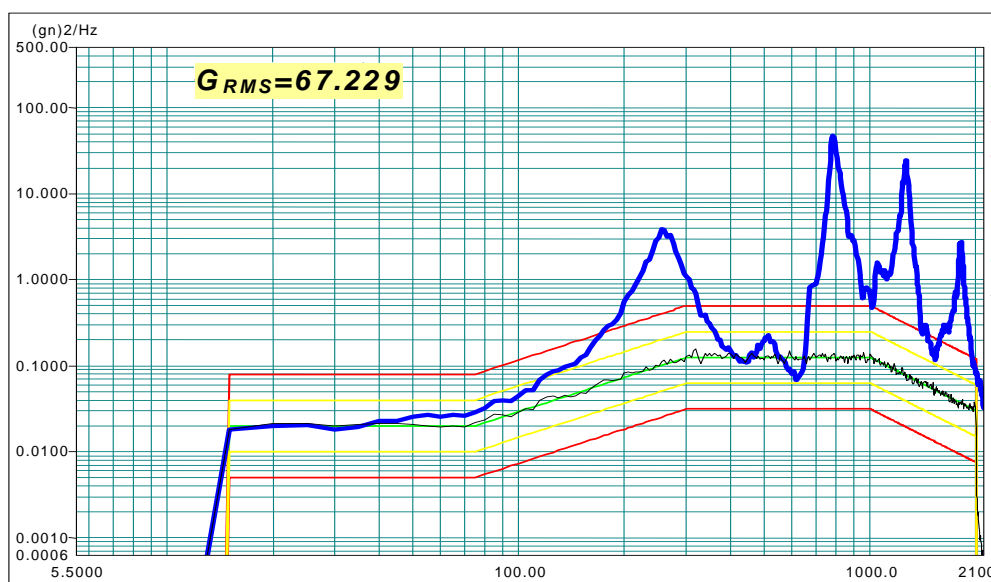


Figura 3.18 - Resposta dinâmica do ponto D – isoladores de silicone

A figura 3.19 mostra uma transmissibilidade do ponto E que embora menor do que as encontradas nos pontos C e D, não apresentou a mesma taxa de redução da encontrada para o ensaio com isoladores de poliuretano.

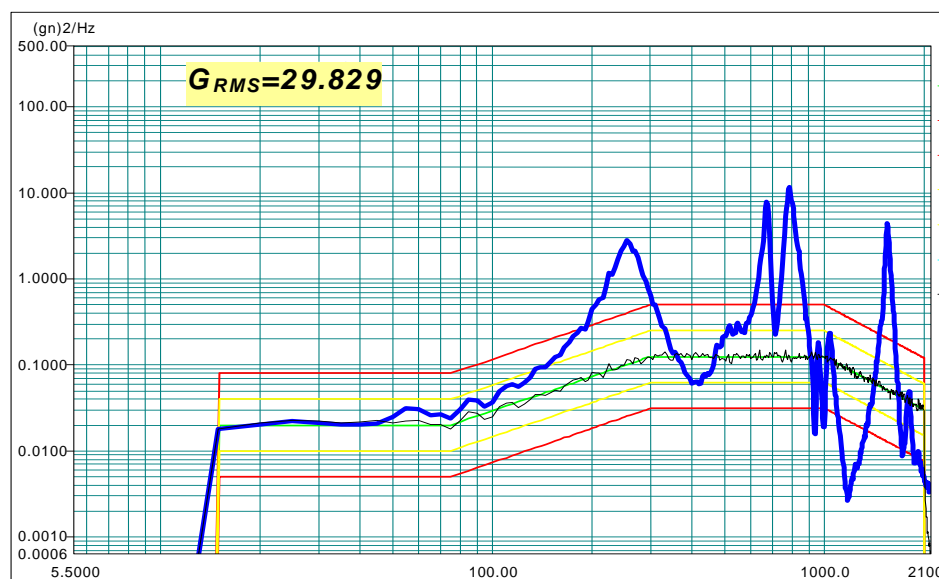


Figura 3.19 - Resposta dinâmica do ponto E – isoladores de silicone.

As transmissibilidades encontradas para os pontos C e D ainda foram consideradas altas e assim deve-se buscar soluções que levem a uma maior razão de freqüências e conseqüentemente uma menor energia sobre os componentes eletrônicos das PCB's.

3.4 ENSAIOS DINÂMICOS COM ISOLADORES DE POLIETILENO

A figura 3.20 mostra os isoladores polietileno de 35 shore 00 (Anexo A) que foram fabricados e inseridos entre o equipamento e a sua base. Neste caso em função das baixas propriedades mecânicas de resistência a esforços do polietileno (baixos valores de tensão de ruptura), optou-se pelo uso de tiras inteiriças ao invés do uso de arruelas.

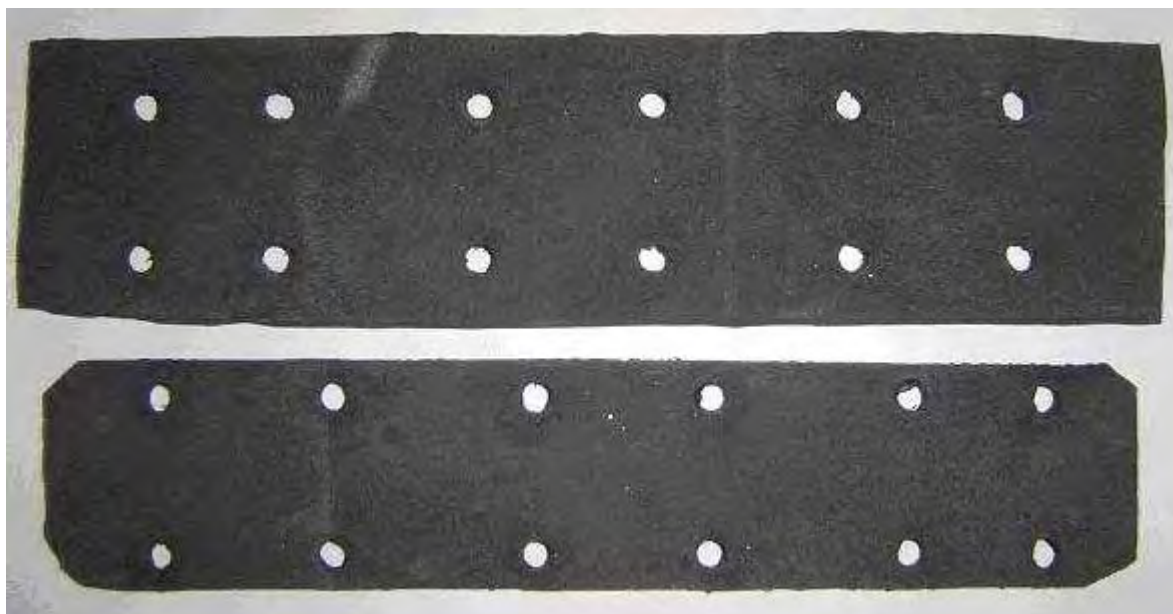


Figura 3.20 - Isoladores de polietileno.

A figura 3.21 mostra o efeito do isolador sobre o ponto externo do equipamento, o acelerômetro no ponto A detecta a primeira frequência natural de 62 [Hz] e amplitude de 0,3 [g^2/Hz] que é também amplitude máxima. A eficiência do sistema de isolamento é notória, tanto pela baixa transmissibilidade quanto pela energia final que foi reduzida de 16,9 G_{RMS} de excitação para valores inferiores a 4 G_{RMS} .

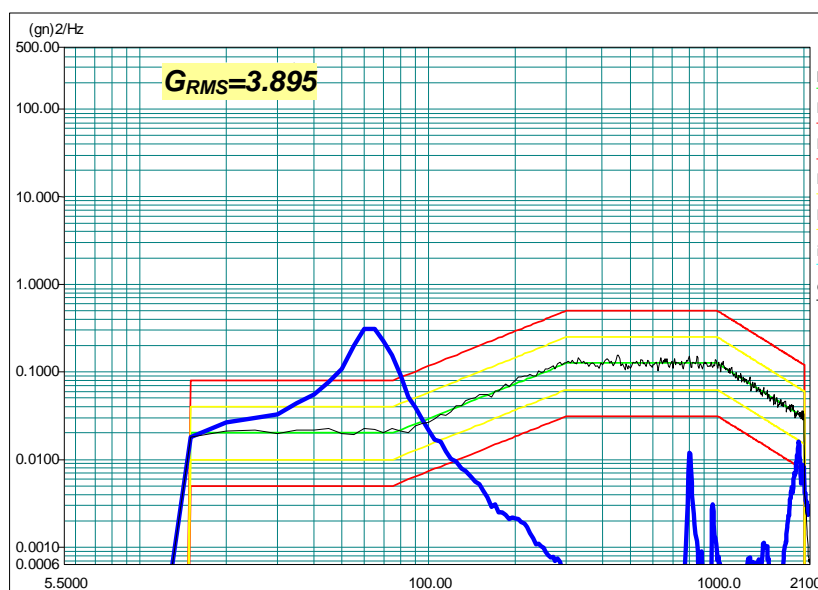


Figura 3.21 - Resposta dinâmica do ponto A – polietileno.

A figura 3.22 mostra o sinal de entrada que excita o equipamento durante os ensaios com isoladores de polietileno. Nota-se a interferência do dispositivo de ensaio, que para altas frequências irá ampliar os níveis aplicados pela base do equipamento, elevando o sinal de 12,6 G_{RMS} de entrada para os 16,9 G_{RMS} .

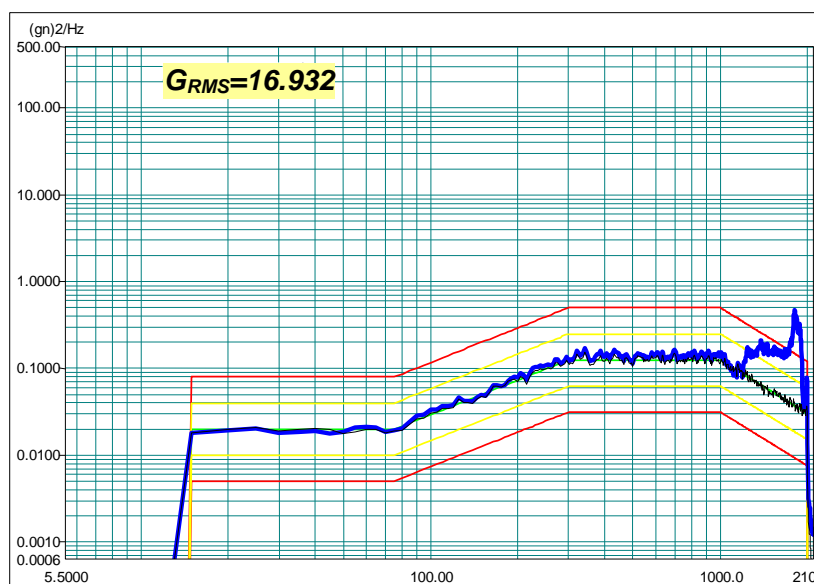


Figura 3.22 - Resposta dinâmica do ponto B – polietileno.

As figuras 3.23, 3.24 e 3.25 mostram a eficiência do polietileno na redução de energia quando comparado aos sistemas anteriores. Nos pontos C, D e E a energia sofre uma grande redução e passam a ter respectivamente 18, 29 e 11 G_{RMS} , as ressonâncias tem suas transmissibilidades reduzidas para valores inferiores a 12 [g^2/Hz] para o ponto D, para a ordem de 3 [g^2/Hz] para o ponto C e 1,5 [g^2/Hz] para o ponto E.

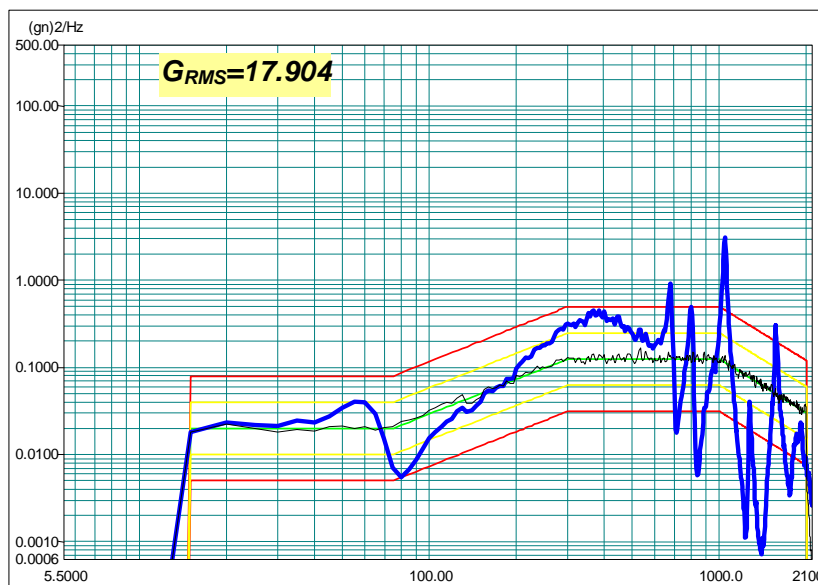


Figura 3.23 - Resposta dinâmica do ponto C – polietileno.

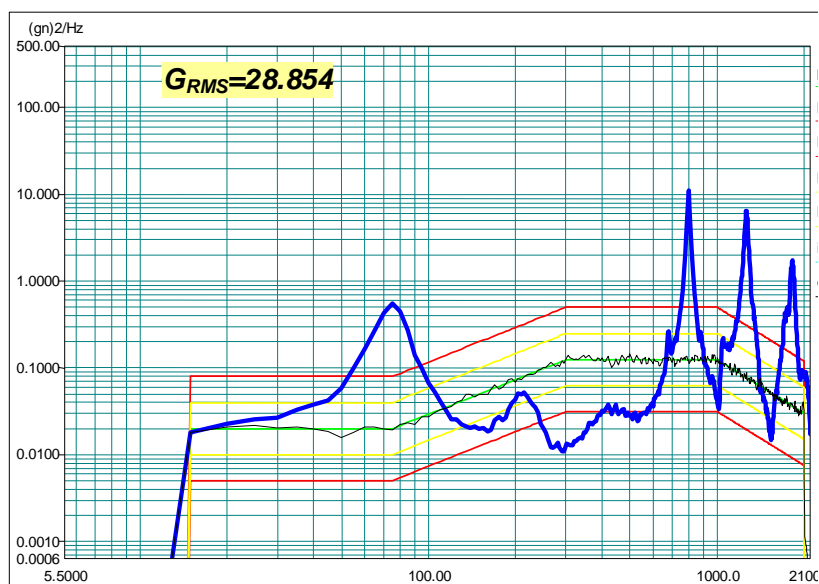


Figura 3.24 - Resposta dinâmica do ponto D – polietileno.

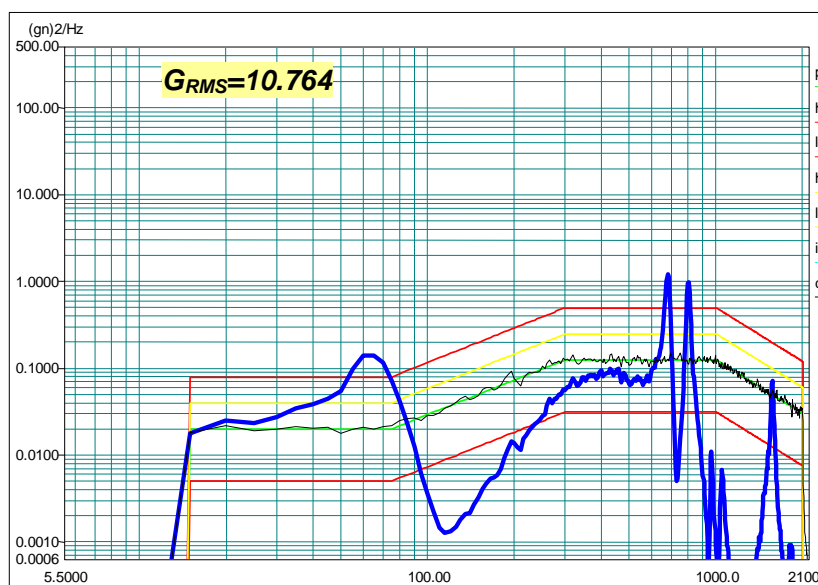


Figura 3.25 - Resposta dinâmica do ponto E – polietileno.

Apesar dos excelentes resultados encontrados com esta manta de polietileno a mesma não suportou os esforços de cisalhamento e apresentou falha, obrigando a busca de uma nova solução.

A figura 3.26 mostra a falha ocorrida no material em decorrência dos esforços dinâmicos.

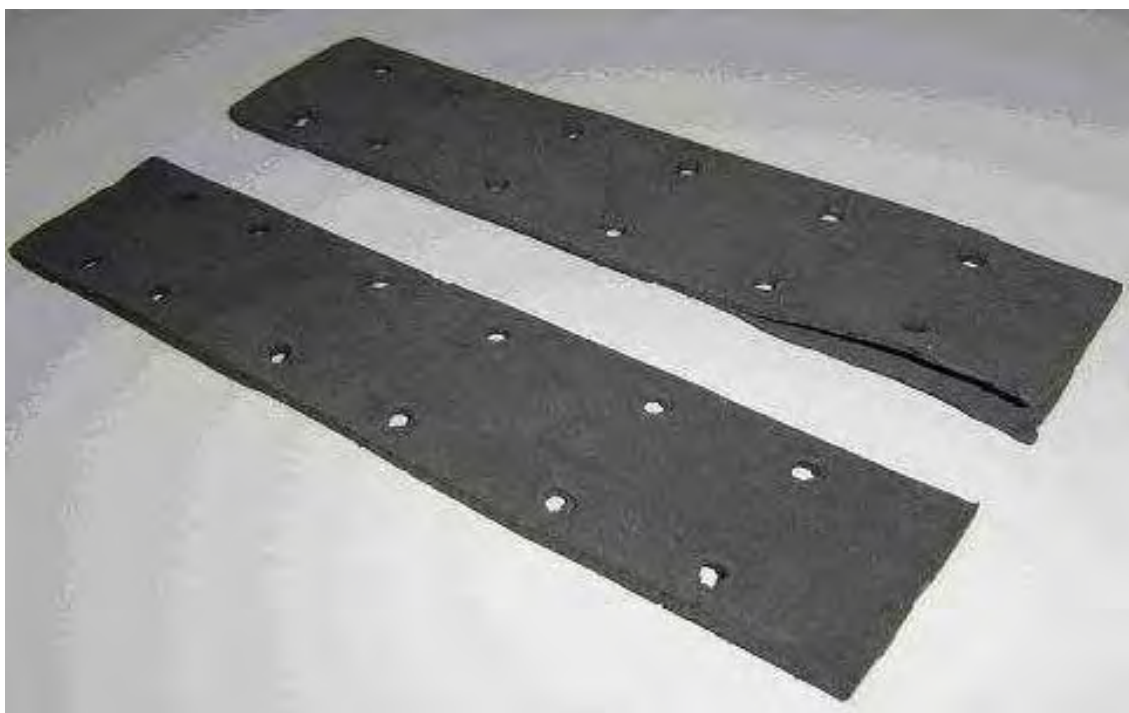


Figura 3.26 - Falha no polietileno.

3.5 ENSAIOS COM ISOLADORES DE POLIETILENO E SILICONE

Após a falha do polietileno optou-se pelo ensaio de uma nova solução, acrescentaram-se arruelas de silicone para evitar que o polietileno recebesse os esforços de cisalhamento.

A figura 3.27 mostra o sistema de isolamento estudado junto com outras partes do equipamento. Os isoladores de polietileno e silicone (tipo arruelas) fabricados e inseridos entre o equipamento e a sua base. As arruelas cobrem os parafusos e serão responsáveis pelos esforços perpendiculares ao plano das PCB's e assim o polietileno terá apenas esforços de compressão.

Esta nova solução foi denominada de solução híbrida.

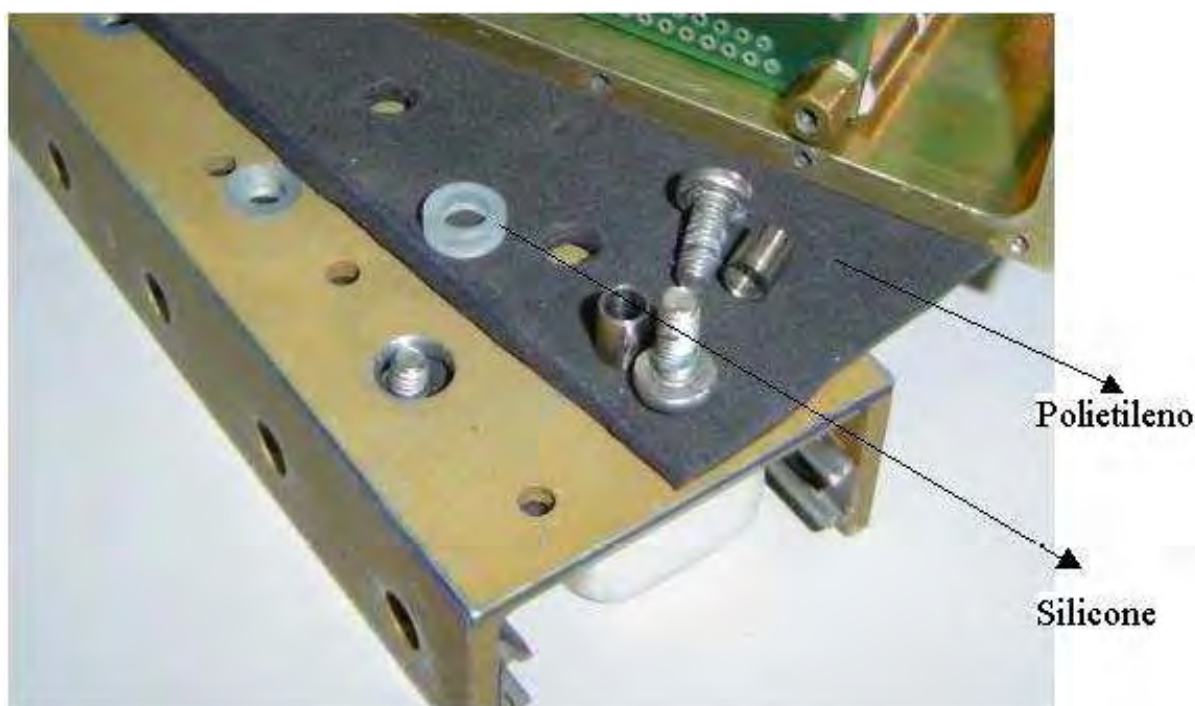


Figura 3.27 - Fotografia dos isoladores de polietileno.

A figura 3.28 mostra o efeito do isolador sobre o ponto externo do equipamento, o acelerômetro no ponto A detecta a primeira frequência natural de 88 [Hz] e amplitude de 0,33 [g^2/Hz] que é também amplitude máxima. A eficiência do sistema de isolamento para o ponto externo é notória, tanto pela baixa transmissibilidade quanto pela energia final que foi reduzida de 16,9 G_{RMS} de excitação para valores inferiores a

8,2 G_{RMS} , no entanto, os valores são piores que os valores obtidos para o polietileno isoladamente.

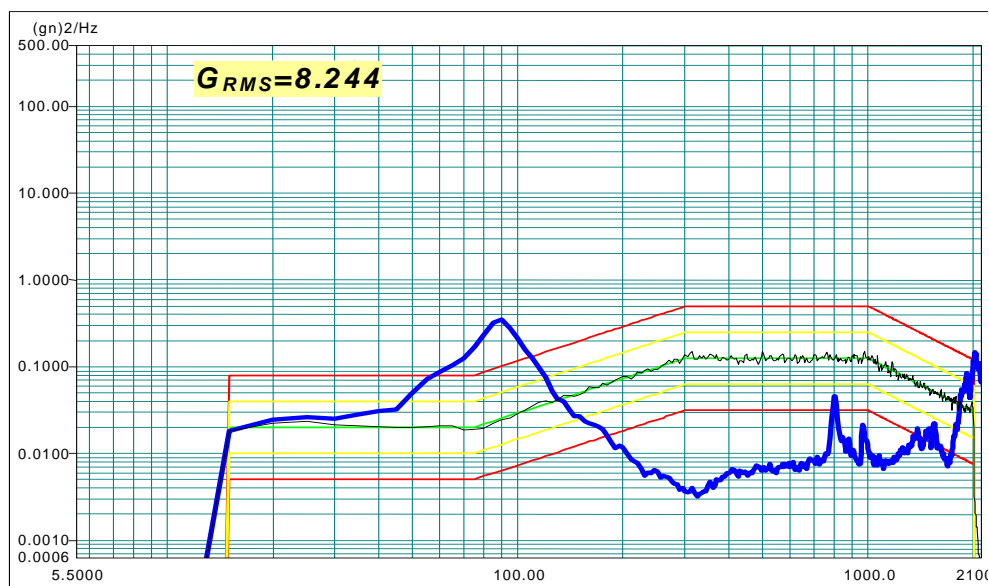


Figura 3.28 - Resposta dinâmica do ponto A – polietileno e silicone.

A figura 3.29 mostra o sinal de entrada que excita o equipamento durante os ensaios com isoladores de polietileno e silicone. Nota-se a interferência do dispositivo de ensaio, que para altas frequências irá ampliar os níveis aplicados pela base do equipamento, elevando o sinal de 12,6 G_{RMS} de entrada para os 16,9 G_{RMS} .

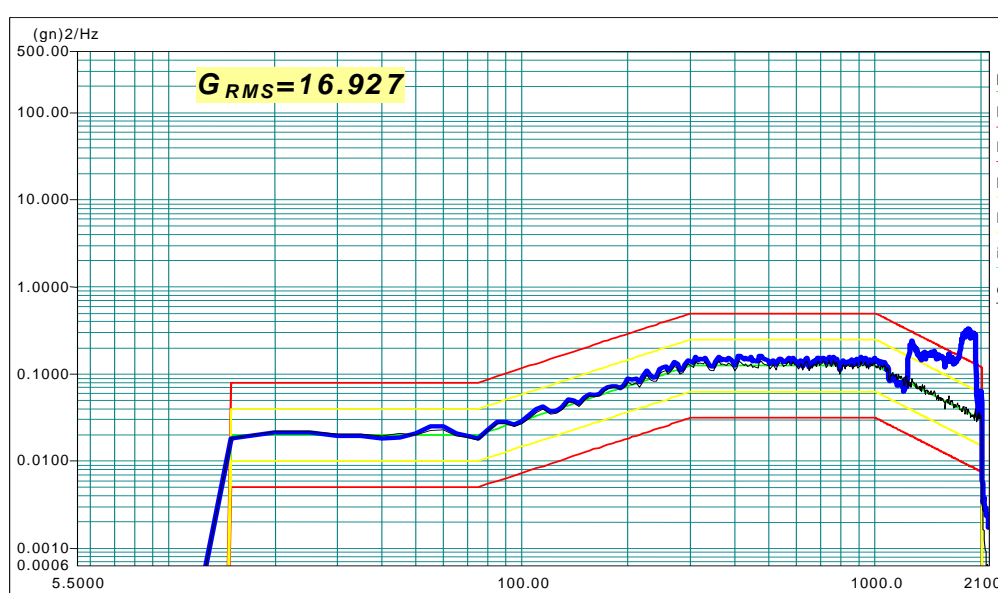


Figura 3.29 - Resposta dinâmica do ponto B – polietileno e silicone.

As figuras 3.30, 3.31 e 3.32 mostram a uma boa eficiência da solução híbrida de polietileno e silicone, os pontos C, D e E que passam a ter respectivamente 38, 33 e 18 G_{RMS} , as ressonâncias tem suas transmissibilidades com valores inferiores a 20 $[g^2/Hz]$, e para frequências inferiores a 1.000 [Hz], onde não há interferência do dispositivo, estes valores são inferiores a 10 $[g^2/Hz]$ que são baixas transmissibilidades quando comparada aos sistemas estudados e com níveis pouco superiores ao polietileno sem as arruelas de silicone.

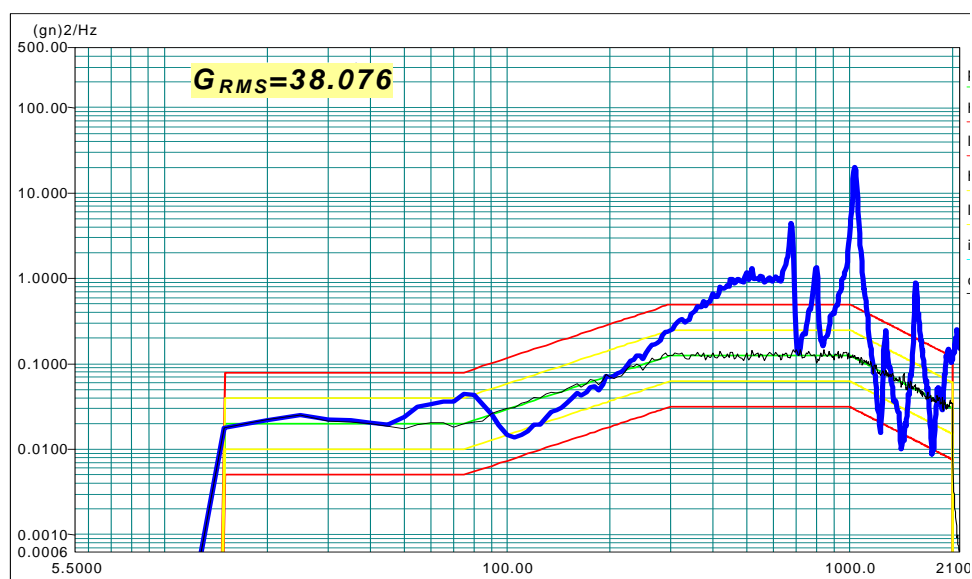


Figura 3.30 - Resposta dinâmica do ponto C – polietileno e silicone

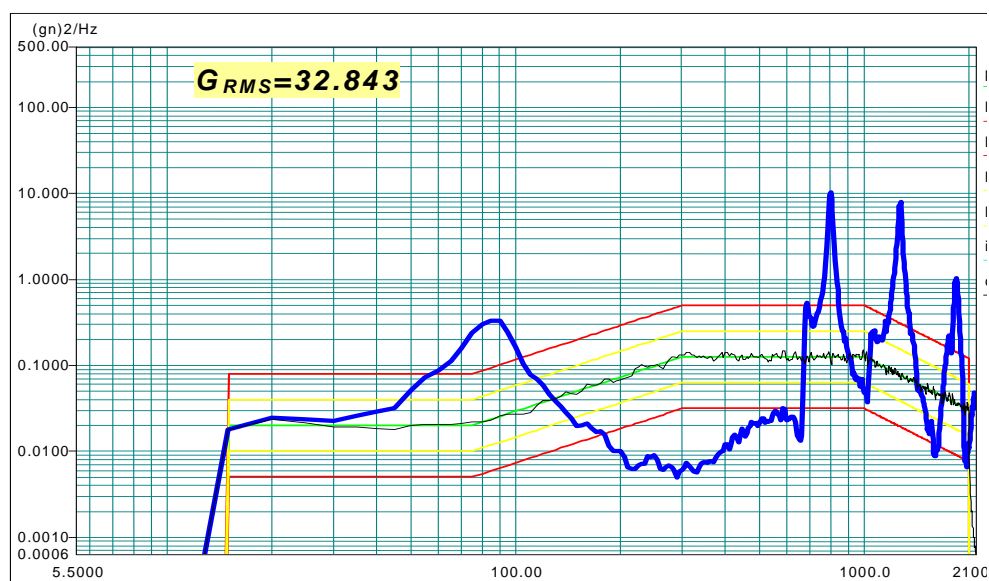


Figura 3.31 - Resposta dinâmica do ponto D – polietileno e silicone

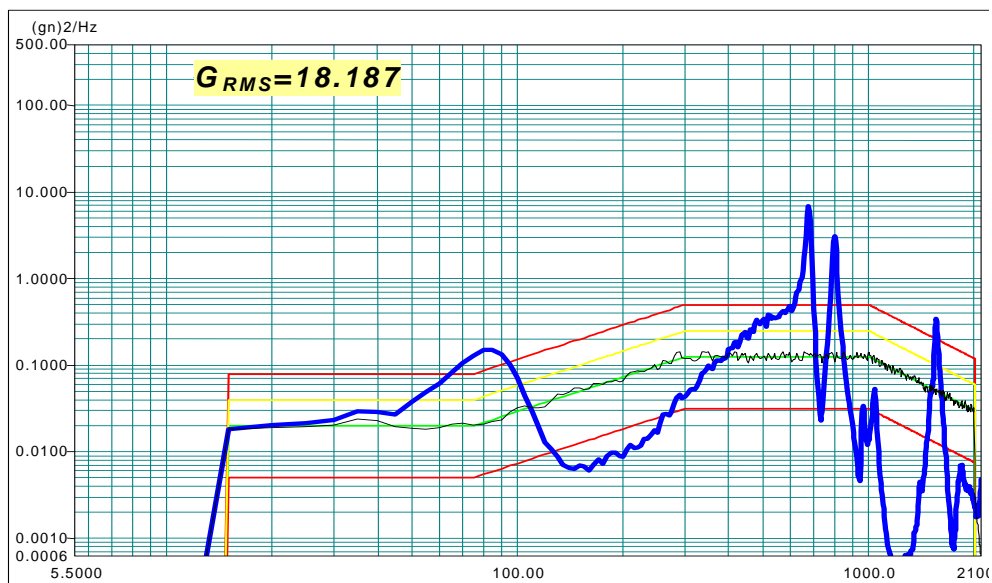


Figura 3.32 - Resposta dinâmica do ponto E – polietileno e silicone.

A fotografia mostrada na figura 3.33 mostra o equipamento aberto com vista para as PCB's e os acelerômetros internos. A mesma figura permite ver a tira inferior de polietileno.



Figura 3.33 - Fotografia da fita de polietileno inferior.

Uma vez que esta solução suportou os esforços dinâmicos dos ensaios, teve resultados melhores que o obtido com as arruelas de polietileno e silicone isoladamente, a mesma foi adotada como a solução final de projeto de isolamento.

A solução híbrida adotada constará de duas tiras de polietileno e 12 arruelas de silicone.

A figura 3.34 mostra a fotografia dos isoladores de silicone sobre a tira de polietileno, imediatamente após um ensaio dinâmico. As deformações mostradas na figura 3.34 são temporárias, pois a configuração ao passar o tempo retorna as suas dimensões iniciais.

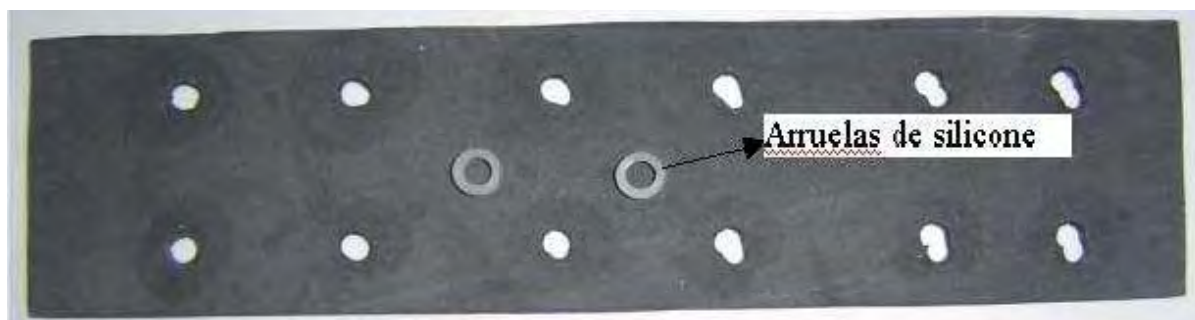


Figura 3.34 - Isoladores de polietileno.

4 SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

4.1 DESCRIÇÃO DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos (MEF) é uma importante ferramenta de trabalho e é utilizado extensamente pela indústria aeronáutica no projeto de aeronaves e equipamentos (BATHE, 1996; FILHO, 2005) e isoladores de vibração (ZHENG, 2003; WILKE, 1988). Tem sido cada vez mais aceito como uma valiosa técnica de solução de problemas complexos. A revisão bibliográfica mostrou que simulações podem ser feitas através do método dos elementos finitos e permitem reduzir os custos com protótipos e ensaios. O método dos elementos finitos consiste em um procedimento numérico para resolução de problemas de engenharia, que são modelos matemáticos de situações físicas, que, por sua vez, são equações diferenciais, com determinadas condições iniciais e de contorno, que descrevem a massa, energia ou força de um dado sistema. No presente trabalho o método de elementos finitos foi utilizado para a análise dinâmica da solução final de isolador de vibrações de um equipamento eletrônico.

Após a fase de revisão bibliográfica, que apoiou a concepção dos sistemas de isolamento de vibrações, onde foram especificados os materiais e geometrias, foram efetuados os ensaios que permitiram a especificação do sistema de maior eficiência que ao mesmo tempo promoveram uma redução dos níveis de vibração e também suportaram os ensaios dinâmicos a que foram submetidos.

Para não comprometer os componentes eletrônicos os ensaios foram feitos sobre um protótipo do equipamento, que foi projetado com praticamente as mesmas propriedades de massa do equipamento real.

No entanto, em função de limitações do excitador que não permitia aplicar a carga de qualificação recomendada pela norma MIL sobre o protótipo, a previsão das respostas dinâmicas de aceleração, deslocamentos e tensões para os níveis de vibração indicados na norma foram obtidos pela simulação numérica pelo método de elementos finitos. Através das tensões obtidas nas simulações, pôde-se calcular as margens de segurança e ter mais informações que permitam antecipar se o equipamento suportará

os ensaios de qualificação. A simulação permitiu estimar o nível de vibração em outros pontos das PCB's onde não houve a monitoração por meio de acelerômetros.

A figura 4.1 mostra a ilustração do equipamento a ser modelado.

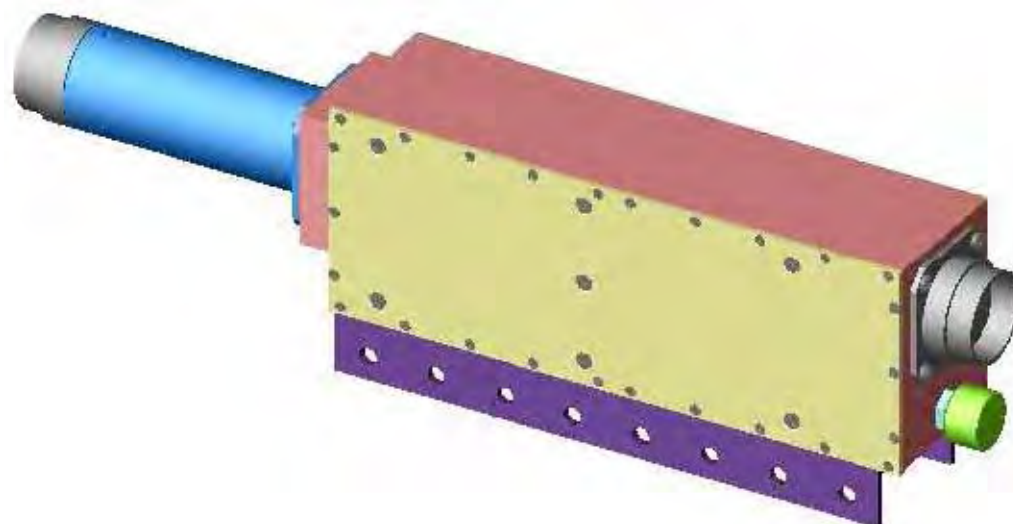


Figura 4.1 - Ilustração do equipamento a ser modelado.

A figura 4.2 mostra a ilustração do equipamento a ser modelado, em uma vista explodida, com as partes internas que também devem ser modeladas.

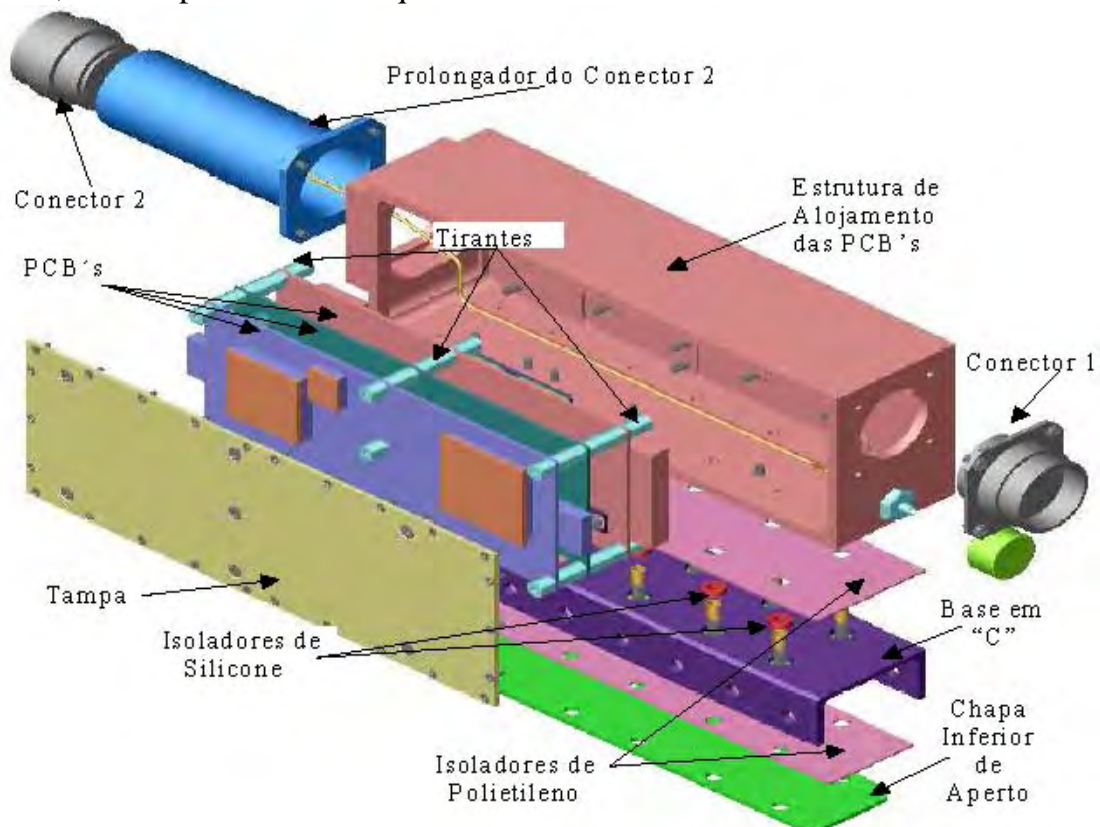


Figura 4.2 - Vista explodida do equipamento modelado.

A figura 4.3 mostra as propriedades de massa obtidas diretamente do software Solid Works, utilizado durante a fase de projeto.

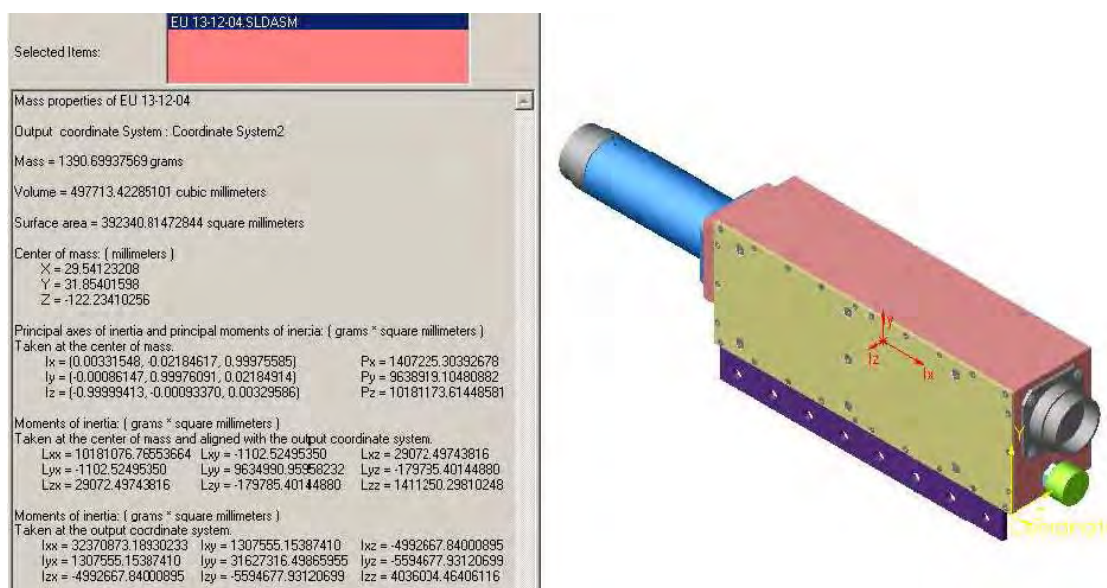


Figura 4.3 - Propriedades de massa do equipamento.

O modelo de elementos finitos foi elaborado para o equipamento estudado, incluindo os isoladores de vibração, com o intuito de verificar o comportamento estrutural do mesmo. Em uma primeira etapa foram determinados os autovalores e autovetores com suas respectivas massas modais. A seguir, determinou-se através do método de superposição modal os deslocamentos, acelerações e tensões. Com os valores das tensões, utilizando-se fatores de segurança, podem-se obter as margens de segurança, que devem ser positivas.

O modelo de elementos finitos foi elaborado no software COSMOS, que é uma ferramenta computacional que permite modelar estruturas através do método de elementos finitos, onde são criados elementos em uma fase de pré-processamento. Na fase de modelagem é necessário entrar com as condições de contorno, como pontos de fixação e carregamentos. Após a modelagem, o software efetua o processamento das informações executando rotinas computacionais que permitem obter as soluções para o sistema modelado. Finalmente através de ferramentas de pós-processamento os resultados são exibidos.

No caso da modelagem do equipamento mostrado nas figuras 4.1 e 4.2 foi elaborado um modelo de elementos finitos para todo o conjunto que foi restrito nos furos da base em “C” e em seguida através de rotinas internas obtiveram-se as

frequências naturais e as formas modais (autovalores e autovetores). Em seguida, aplicou-se ao modelo o carregamento a que o mesmo será submetido na fase de ensaios aleatórios de qualificação e através do método de superposição modal obtiveram-se os valores de deslocamentos, acelerações e tensões, que permitiram obter as margens de segurança atuantes sobre a estrutura. Maiores detalhes referentes à modelagem, restrições, carregamentos e resultados serão fornecidos no texto que segue.

O modelo de elementos finitos elaborado consta de 17.186 nós e 18.336 elementos (COSMOS-M, User's Guide; FILHO, 2000), sendo:

- 14.970 elementos de placa que simulam basicamente toda estrutura de alumínio e as PCB's, estes elementos são mostrados nas figuras 4.4 a 4.9.
- 1.998 elementos sólidos que simulam os isoladores de polietileno, mostrados na figura 4.10.
- 661 elementos rígidos, que são os elementos de linha que unem os pontos centrais dos furos aos elementos de placa, conforme mostrado na figura 4.4.
- 384 elementos tipo mola para simular os isoladores de silicone, conforme mostrado na figura 4.11.
- 258 elementos de viga que representam os tirantes e os parafusos, conforme mostrado na figura 4.5.
- 58 elementos de placa para simular as placas mais espessas, conforme mostrado na figura 4.8.
- 7 elementos de massa concentrada para discretizar os componentes eletrônicos mais pesados e o conector, conforme mostrado nas figuras 4.4 e 4.5.

As propriedades de massa obtidas no modelo de elementos finitos são mostradas na tabela 4.1. O modelo foi ajustado para ter as propriedades de massa muito próximas do equipamento real conforme mostra a tabela 4.1, onde a primeira linha de dados representa os dados do modelo e a segunda linha os dados medidos.

Tabela 4.1 - Propriedades de massa

---	Massa (Kg)	CG (m)			Momento de Inércia no CG (Kg.m ²)		
		X	Y	Z	I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}
Modelo	1,394	-0,029	-0,031	0,124	0,01021	0,009638	0,001435
Real	1,391	-0,029	-0,032	0,122	0,01018	0,009639	0,001407

Os dados da tabela 4.1 nos mostram a preocupação de fazer uma discretização do modelo que representasse bem o equipamento real visando obter bons resultados das respostas dinâmicas simuladas quando comparadas às respostas dinâmicas ensaiadas (ALMEIDA, 2006).

A descrição dos elementos do software COSMOS é feita a seguir (COSMOS-M, User's Guide):

- Elemento de placa (SHELL4): Elemento tipo placa, quadrilateral de quatro nós e seis graus de liberdade por nó (três translações e três rotações), estes elementos são mostrados nas figuras 4.4 a 4.9.
- Elemento de placa espessa (SHELL4T): Elemento tipo placa para espessuras maiores, quadrilateral de quatro nós e seis graus de liberdade por nó (três translações e três rotações), estes elementos são mostrados na figura 4.8.
- Elemento rígido (RBAR): Elemento tipo linha, com dois nós por elemento e com comportamento de corpo rígido, estes elementos são mostrados na figura 4.4.
- Elemento de viga (BEAM3D): Elemento tipo linha, com dois nós por elemento sendo seis graus de liberdade por nó (três translações e três rotações). Os elementos de viga são mostrados na figura 4.5.
- Elemento de massa (MASS): Elemento tipo ponto, com um único nó. Elemento de massa concentrada com seis graus de liberdade por nó (três massas → X,Y,Z e três momentos de inércia de massa → I_x, I_y, I_z). Os elementos de massa são mostrados nas figuras 4.4 e 4.5.
- Elemento de mola (SPRING): Elemento tipo linha, com dois nós por elemento que pode ter rigidez axial, transversal e rotacional. Os elementos de mola são mostrados na figura 4.11.

- Elementos sólidos (SOLID): Elemento de volume, com oito nós por elemento sendo três graus de liberdade por nó (três translações, estes elementos são mostrados na figura 4.10).

A figura 4.4 mostra, em duas vistas, o modelo completo de elementos finitos que foi elaborado de forma a obter os valores de CG e inércia bem próximos do modelo real. O equipamento a ser modelado é uma estrutura tipo caixa, com tampa removível para permitir manutenção, contendo internamente as PCB's com os componentes eletrônicos. Os isoladores, doze arruelas de silicone e duas tiras de polietileno ficam entre a caixa estrutural e o suporte em "C", como é visto na figura 4.2 e no modelo de elementos finitos das figuras 4.4, 4.5 e 4.6.

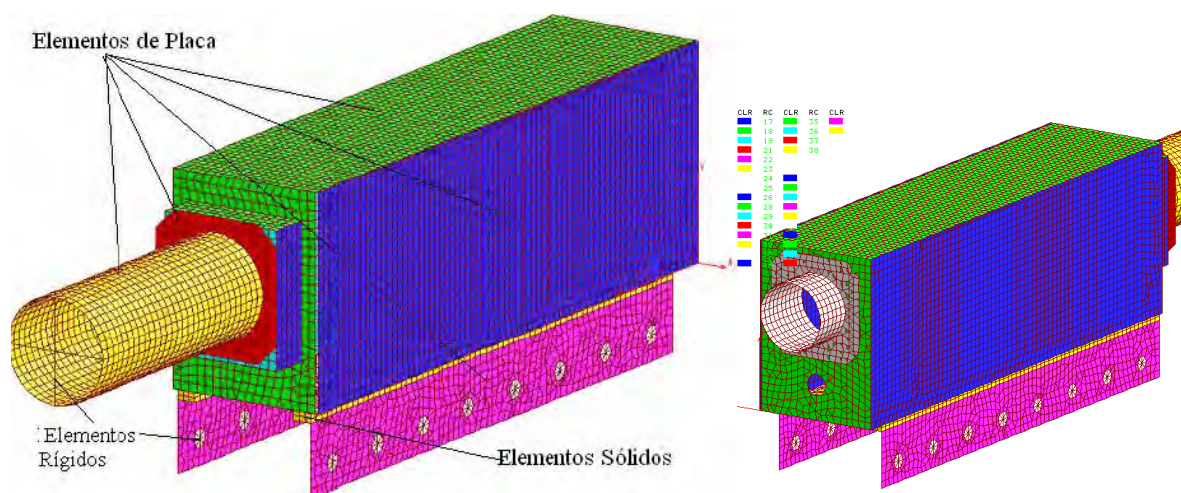


Figura 4.4 - Modelo completo do equipamento.

A figura 4.5 mostra o detalhe da malha das PCB's com seus tirantes e componentes mais pesados fixos por parafusos à estrutura de alumínio.

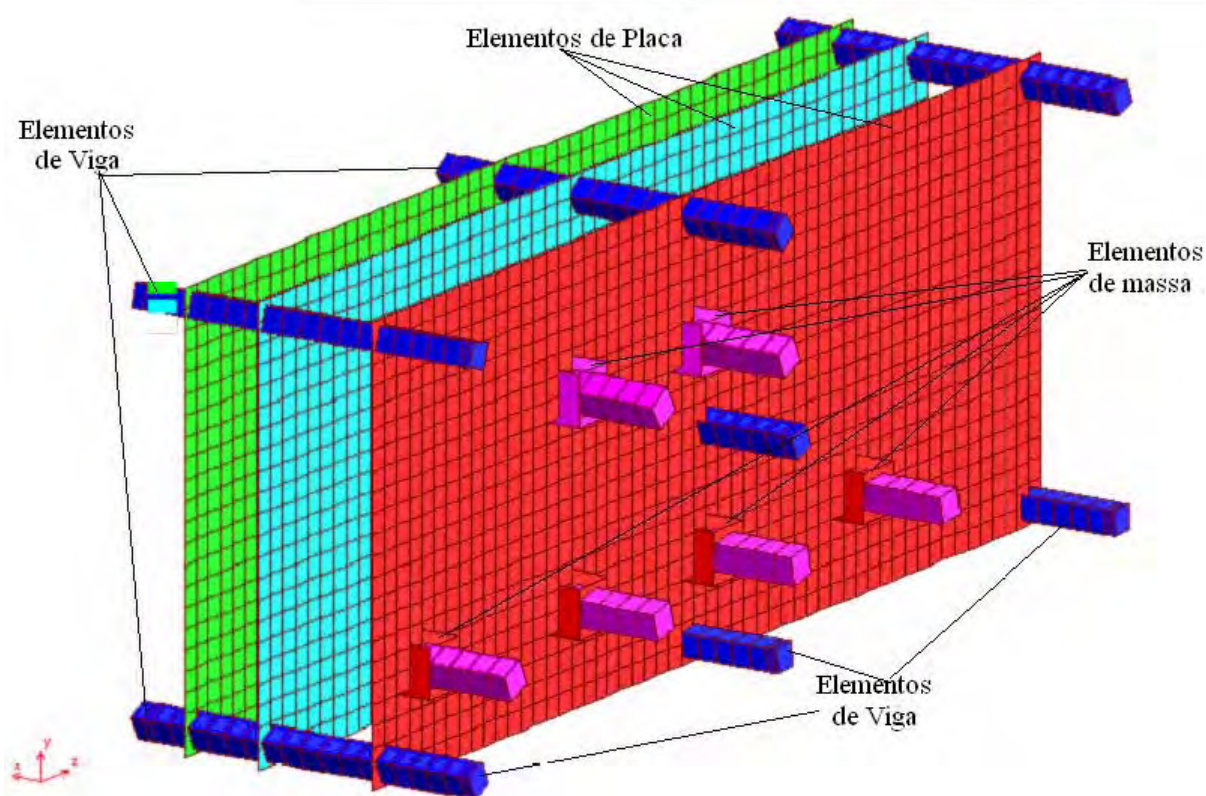


Figura 4.5 - FEM – PCB's, componentes e tirantes (vista especial).

A figura 4.6 mostra a malha, em elementos de placa tipo SHELL4, feita para a estrutura que alojará as PCB's e suportará o prolongador do conector 2 e o conector 1.

A figura 4.7 mostra a malha, em elementos de placa tipo SHELL4, da base em "C" que fixa o equipamento à aeronave e é por onde é introduzida a excitação tanto no caso real como também nos ensaios dinâmicos a que o equipamento será submetido.

A figura 4.8 mostra em detalhes os dissipadores térmicos feitos com chapas espessas e modelado com elementos de placa SHELL4T, os dissipadores são fixos a PCB central e aumenta a rigidez da mesma.

A figura 4.9 mostra a malha do conector 1 e do prolongador do conector 2, modelados com elemento de placa tipo SHELL4.

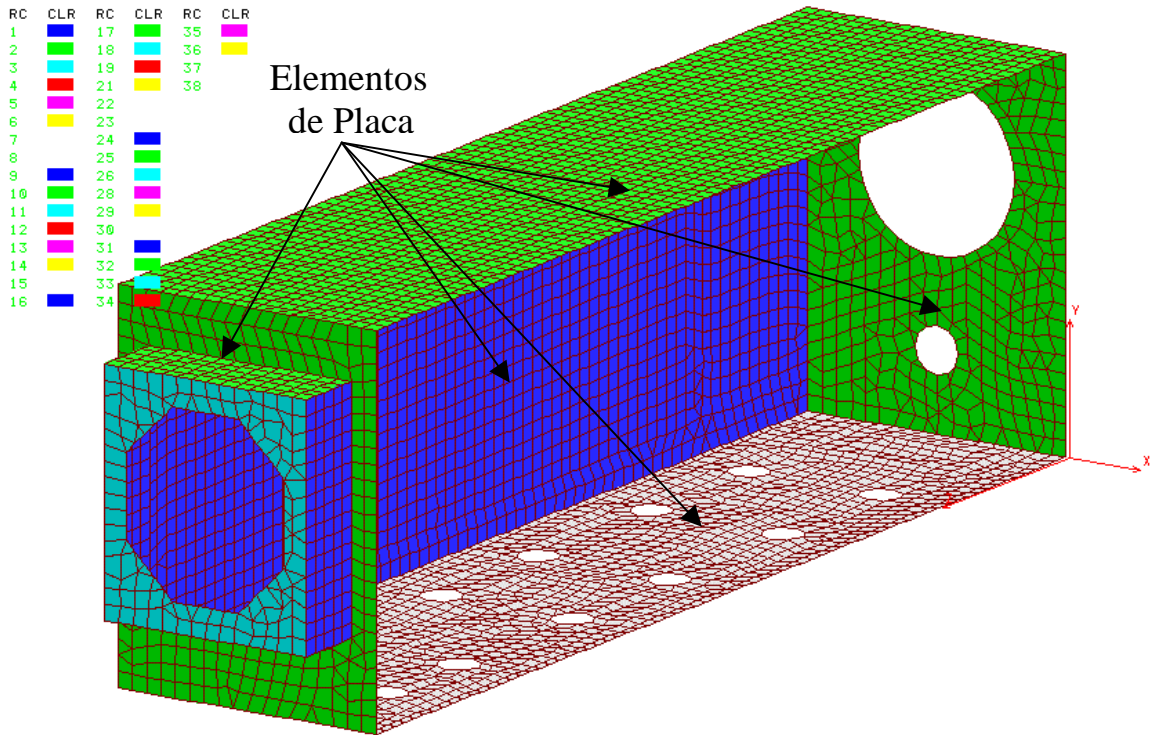


Figura 4.6 - FEM – Estrutura de alumínio 2024 T351.

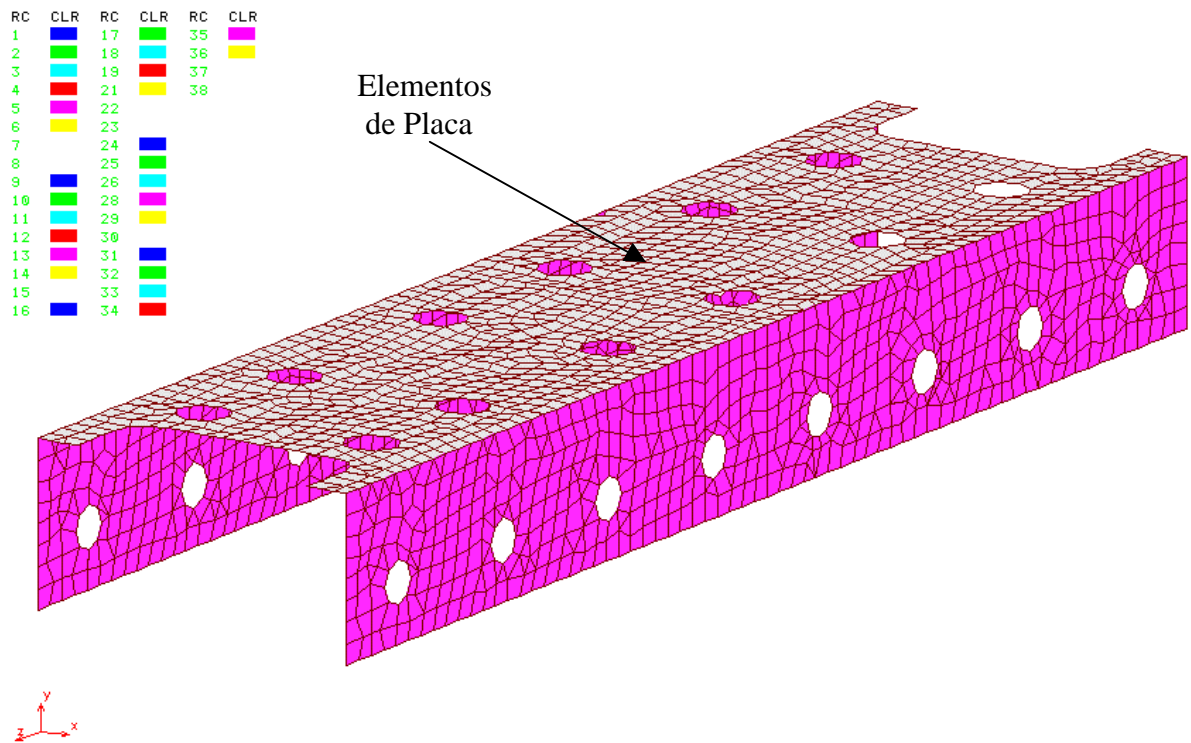


Figura 4.7 - FEM – Base em “C” de alumínio 2024 T351.

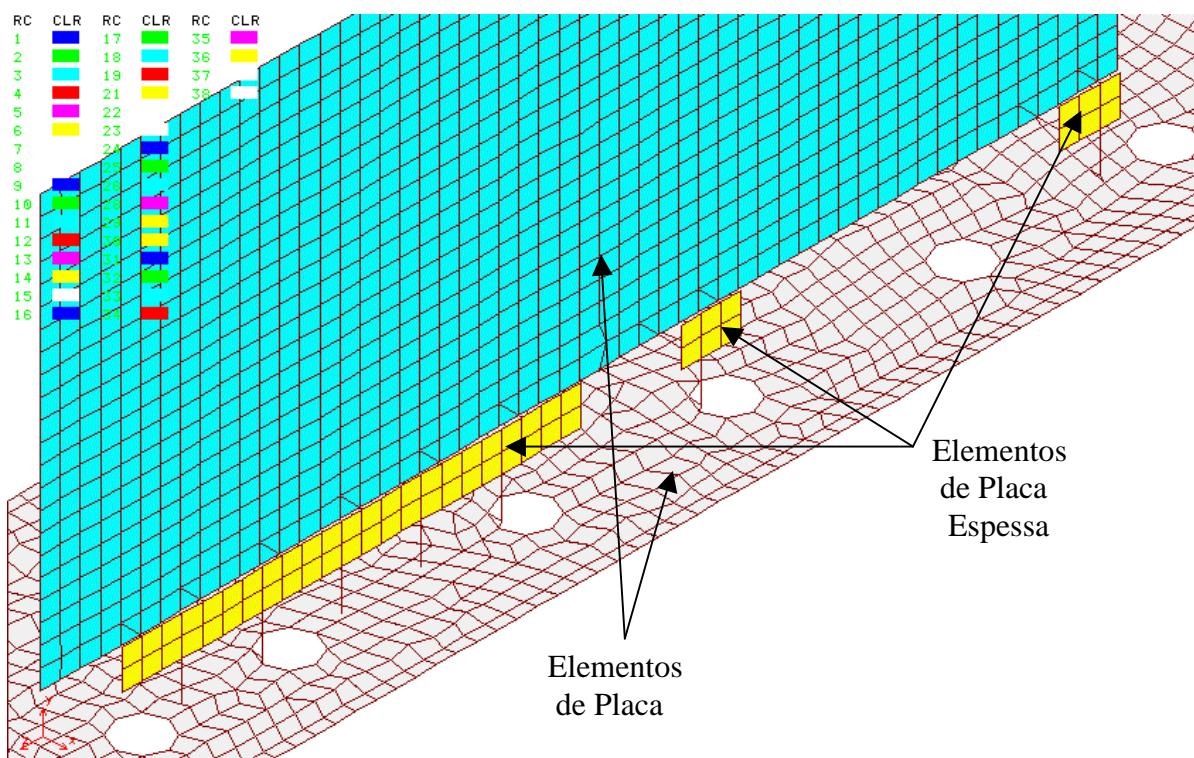


Figura 4.8 - FEM – Dissipadores térmicos de alumínio 2024 T351.

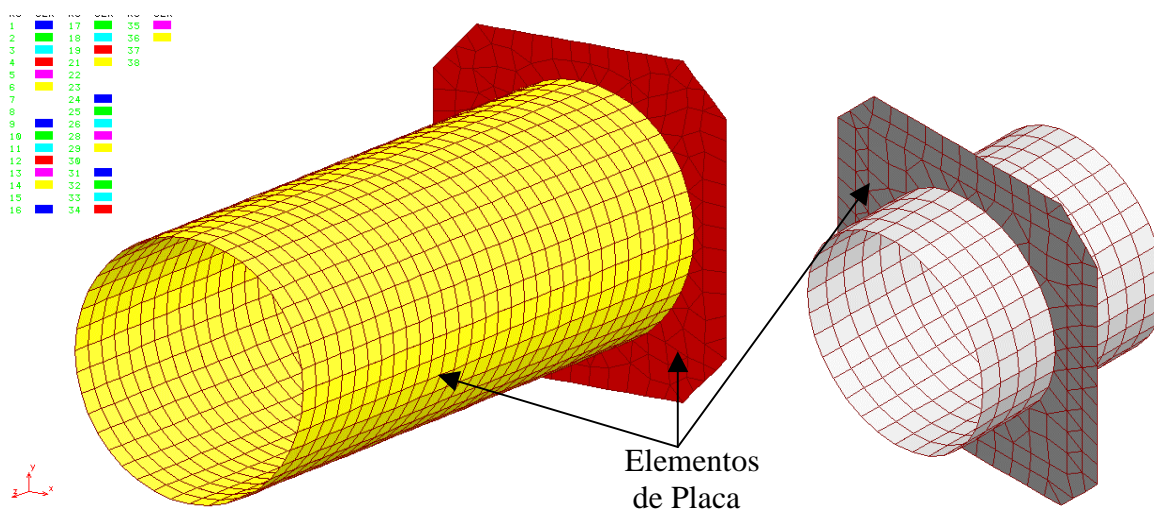


Figura 4.9 - FEM – Prolongador do conector 2 e conector 1.

A figura 4.10 mostra as tiras dos isoladores de poliuretano, modelados como elementos sólidos tipo SOLID, e se localizam entre a estrutura e a base em “C” e entre a base em “C” e a chapa inferior de aperto.

A figura 4.11 mostra os isoladores de silicone, modelados como elementos de mola SPRING e se localizam entre a base em “C” e os parafusos que unem a estrutura à base. Estes isoladores tem como função reduzir os esforços de cisalhamento aplicados aos isoladores de poliuretano durante os ensaios dinâmicos.

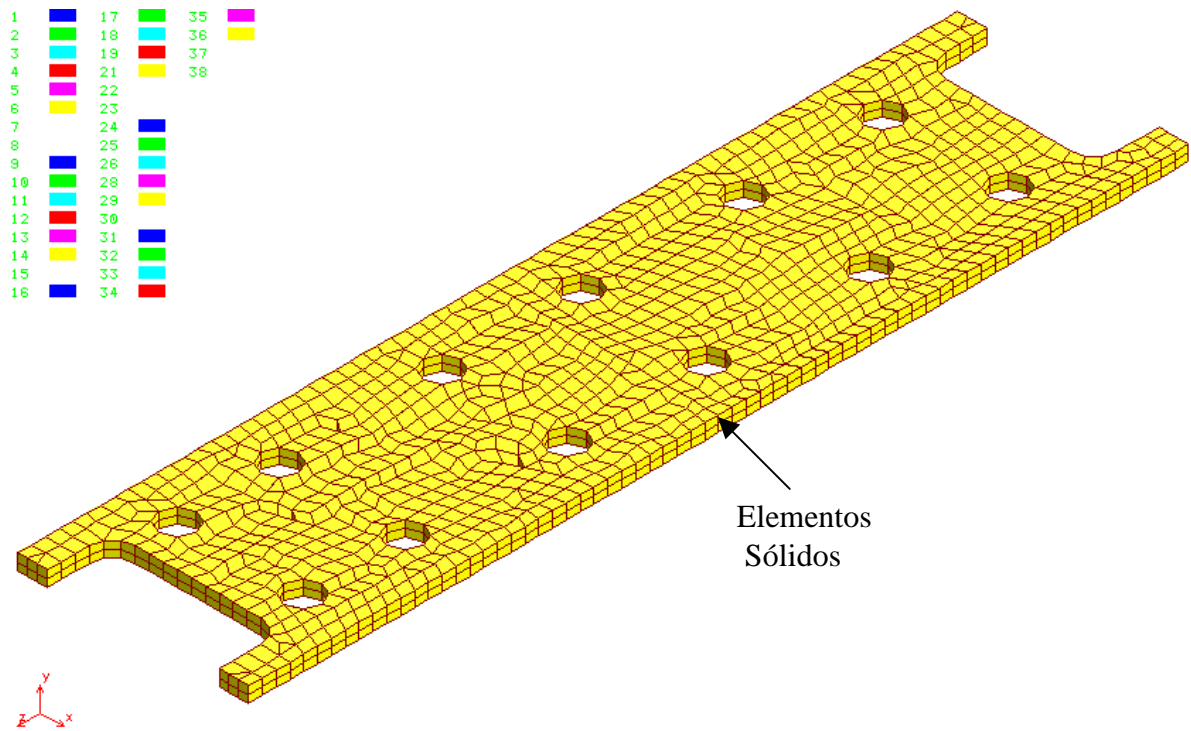


Figura 4.10 - FEM – Tiras de isoladores de polietileno.

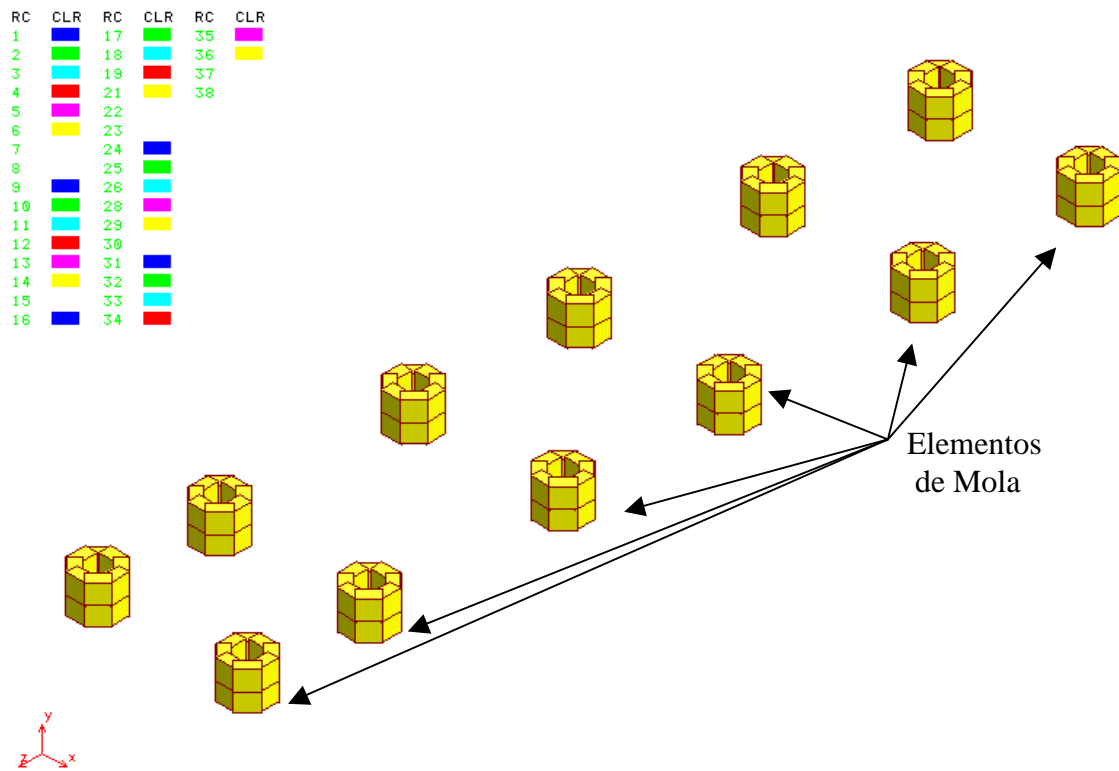


Figura 4.11 - FEM – Isoladores de silicone.

4.2 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Para a estrutura que aloja as PCB's, a tampa, os conectores, o dissipador de calor e o prolongador do conector 2 utilizou-se o material alumínio 2024 T351. Para os parafusos utilizou-se o material aço inoxidável AISI 304. Para as PCB's utilizou-se à fibra de vidro. Para os tirantes utilizou-se o alumínio 2024 T3. Para os isoladores tipo tira foi utilizado o polietileno. Para os isoladores tipo “arruela” foi utilizado o silicone.

As propriedades dos materiais utilizadas no modelo de elementos finitos são descritas na tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Propriedades dos materiais

Material	E (GPa)	ν_{xy}	ρ (kg/m³)	σ_{esc} (MPa)	σ_{rup} (MPa)	τ_{rup} (MPa)
Alumínio 2024 T351 ¹	72,4	0,33	2.800	325	470	_____
Aço Inox. AISI 304 ²	200	0,29	8.000	215	505	_____
Fibra de vidro – PCB's ³	22	0,2	2.215	_____	205	138
Alumínio 2024 T3 ¹	72,4	0,33	2.800	345	485	_____
Polietileno ⁴	5	0,5	35	_____	0,15	_____
Silicone ⁵	_____	_____	1.200	_____	8	_____

1 - Metals Hand Book – Ninth Edition – Volume 2;

2 - Metals Hand Book – Ninth Edition – Volume 1;

3 - Port Plastics / Epoxy / Glass Laminate;

4 - Expanded Polyethylene PRO602 – Laudo da PROESPUMA;

5 - Rigidez axial de 4.0×10^5 [N/m] e rigidez transversal de 2.0×10^4 [N/m].

4.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

4.3.1 Restrições

O equipamento foi fixo através dos furos de montagem onde os nós foram restritos para as três translações e três rotações.

A figura 4.12 mostra as regiões restritas nos furos de montagem do equipamento.

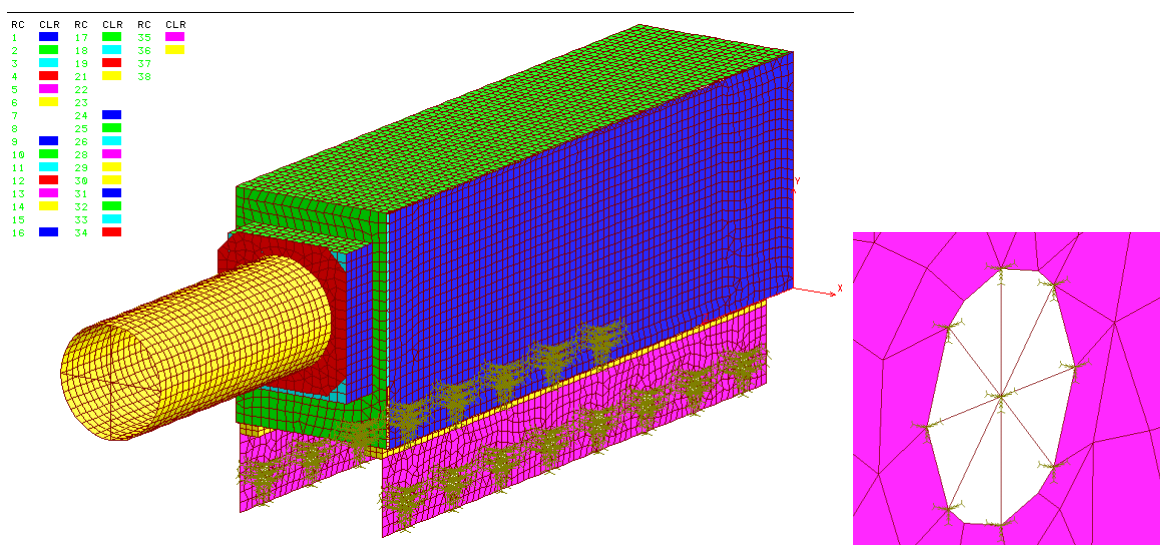


Figura 4.12 - Restrições aos possíveis deslocamento

4.3.2 Cargas dinâmicas aleatórias

Durante a vida útil do equipamento o mesmo estará sujeito a vibrações aleatórias. A norma MIL-STD-810D estabelece os níveis de vibração aleatória a qual o equipamento deve resistir. A figura 4.13 mostra o envelope de carga dinâmica aleatória a que o equipamento estará sujeito durante os ensaios de funcionamento.

A direção de excitação é a X, que corresponde à direção perpendicular a tampa e as PCB's, uma vez que esta é a direção crítica por ser a direção que pode causar fadiga aos componentes eletrônicos fixos as PCB's (STEINBERG, 1988).

As cargas dinâmicas aplicadas ao modelo de elementos finitos foram aplicadas nos furos da base em "C", sendo a excitação aleatória de $0,04 [g^2/Hz]$ de 20 a 75 [Hz], subindo 4 [db/oct] para $0,25 [g^2/Hz]$ em 300 [Hz] e se mantendo neste valor até 1.000 [Hz] quando então declina em -6 [db/oct] para $0,06 [g^2/Hz]$. A direção da força é

perpendicular as PCB's e é mostrada na Figura 4.14. Em vibrações aleatórias a energia da excitação aplicada ao sistema é igual à raiz quadrada da área da curva de densidade espectral de potência (PSD) por frequência, totalizando para este caso uma energia de $18,2 G_{RMS}$. (NEWLAND, 2005; WIRSCHING, et al., 1995).

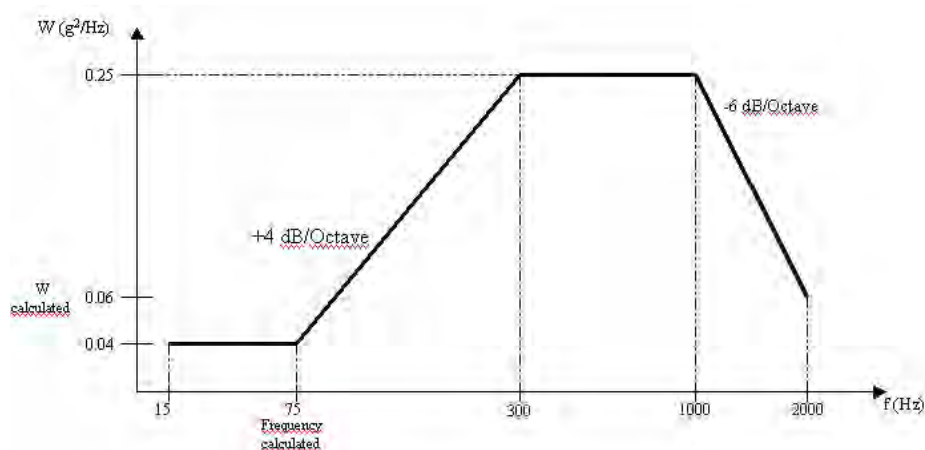


Figura 4.13 - Envelope de excitação aleatória

É importante ressaltar o caráter conservativo da análise, realizada com níveis de energia mais elevados que os valores aplicados no ensaio que implicam em maiores respostas dinâmicas e maiores tensões comparadas com as que ocorreram durante o ensaio.

4.3.3 Pontos das respostas dinâmicas aleatórias

Na elaboração do modelo de elementos finitos foram selecionados alguns nós aos quais se obteve os valores de aceleração e localizados nos mesmos pontos onde durante os ensaios dinâmicos se posicionou os acelerômetros. Os nós selecionados são mostrados na figura 4.14.

O nó número 50 situa-se sobre a tampa do equipamento no ponto médio do tirante central superior e é o ponto externo onde se obtêm a resposta dinâmica do equipamento. O nó número 4777 situa-se em um nó restrito e por ser um nó por onde se introduz a excitação deve ter a resposta dinâmica igual ao sinal de entrada.

Os nós 1174, 1727 e 1737 fazem parte da primeira PCB, a que fica mais próxima a tampa da estrutura e permitem obter as respostas dinâmicas da parte interna do equipamento.

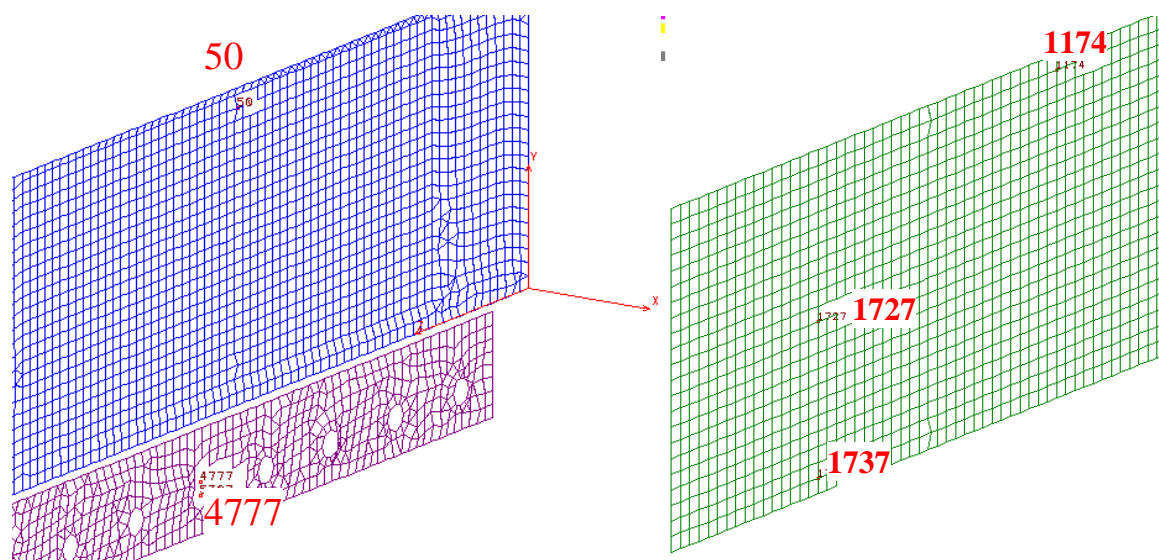


Figura 4.14 - Nós selecionados no modelo.

Os acelerômetros, durante os ensaios dinâmicos para o equipamento protótipo e real foram fixados em posições semelhantes às relacionadas acima. A figura 4.15 mostra os pontos internos onde se fixaram os acelerômetros na estrutura real. Os pontos externos equivalem ao nó 50 e ao nó 4777 e os pontos internos C, D e E são respectivamente os mesmos dos nós 1737, 1174 e 1727.

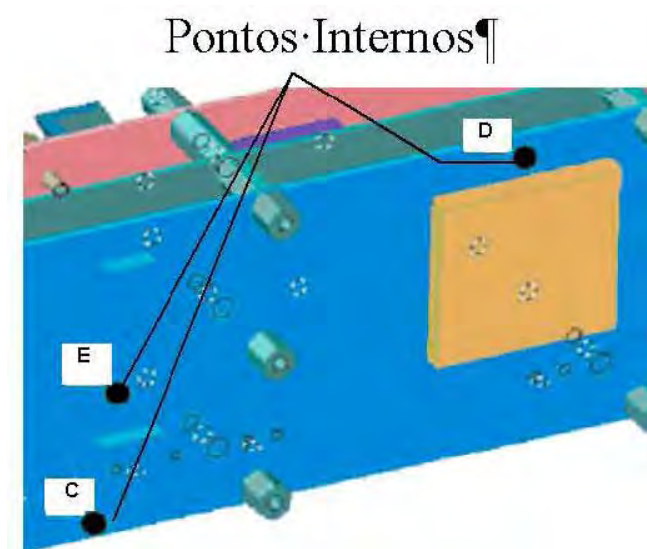


Figura 4.15 - Pontos de fixação dos acelerômetros.

4.4 RESULTADOS DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

4.4.1 Análise modal

A análise modal reflete o comportamento dinâmico básico da estrutura e constitui uma indicação de como responderá ao carregamento dinâmico que está agindo sobre ela (FILHO, 2005). Em um sistema discretizado por equações matriciais, as frequências naturais são os autovalores do sistema e as formas modais, modos que a estrutura vibra são os autovetores (INMAN, 1984; CRAIG, 1981).

No modelo de elementos finitos adotou-se como condição de contorno a prescrição dos nós da base, região fixada ao excitador no ensaio. As frequências naturais obtidas através do modelo de elementos finitos com suas correspondentes massas modais são mostradas na tabela 4.3, os valores em negrito representam os modos principais e suas direções preferenciais de vibração.

Tabela 4.3 - Frequências naturais.

Frequência (Hz)	Massa modal X	Massa modal Y	Massa modal Z
Freq. 1 = 91	0.580	0.693×10^{-3}	0.834×10^{-6}
Freq. 2 = 159	0.154×10^{-4}	0.306×10^{-1}	0.166
Freq. 3 = 289	0.138×10^{-3}	0.802×10^{-2}	0.150×10^{-4}
Freq. 4 = 295	0.446×10^{-3}	0.840	0.132×10^{-1}
Freq. 5 = 516	0.623×10^{-4}	0.195×10^{-2}	0.680
Freq. 6 = 538	0.180×10^{-3}	0.168×10^{-5}	0.346×10^{-3}
Freq. 7 = 544	0.166×10^{-2}	0.433×10^{-5}	0.347×10^{-3}
Freq. 8 = 593	0.184×10^{-1}	0.856×10^{-5}	0.143×10^{-4}
Freq. 9 = 624	0.305×10^{-2}	0.275×10^{-6}	0.685×10^{-5}
Freq. 10 = 657	0.227×10^{-1}	0.531×10^{-6}	0.154×10^{-4}
Freq. 11 = 750	0.216	0.955×10^{-5}	0.111×10^{-4}
Freq. 12 = 816	0.187×10^{-1}	0.228×10^{-5}	0.264×10^{-5}

Na tabela 4.3 pode-se verificar a massa modal relativa à cada frequência e através desta informação pode-se verificar quais são os modos globais, de maior participação de massa modal como os modos 1, 2, 4, 5 e 11, e quais os modos locais, de menor participação massa modal. A participação de massa modal permite verificar qual a direção preferencial da frequência analisada.

A figura 4.16 mostra o primeiro modo de vibração que ocorre para todo o equipamento na direção X e é proveniente da inserção dos isoladores de vibração ao equipamento, o equipamento tem um comportamento dinâmico de corpo rígido, como se fosse uma massa concentrada vibrando sobre a base em “C”. A figura 4.17 mostra que a PCB's também vibra como um corpo rígido não havendo deflexão / deformação das PCB's e assim não ocorrerá à fadiga sobre os componentes eletrônicos. O primeiro é dominado pelo comportamento da estrutura.

Do segundo ao quarto modo de vibração tem-se outras formas modais decorrentes da inserção dos isoladores, no entanto, por não serem a direção de interesse do estudo, não foram ensaiados, não são mostrados e discutidos no presente trabalho.

Dos modos cinco até dez tem-se os modos dominados pela dinâmica das PCB's, tendo, no entanto, baixa participação modal representando modos locais que não afetam significativamente a estrutura.

O décimo primeiro é um modo global com maior participação modal dando a indicação de envolvimento tanto das PCB's quanto da estrutura.

F_Mode=1 91.1681 Hz

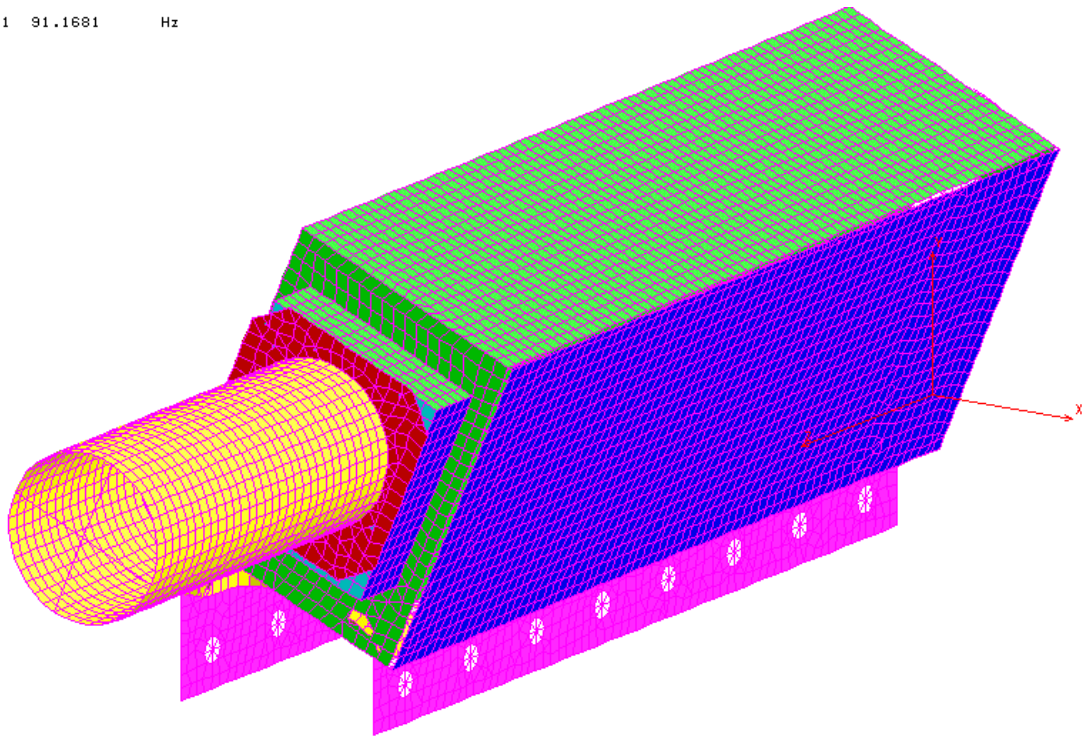


Figura 4.16 - Primeiro modo global na direção X

F_Mode=1 91.1681 Hz

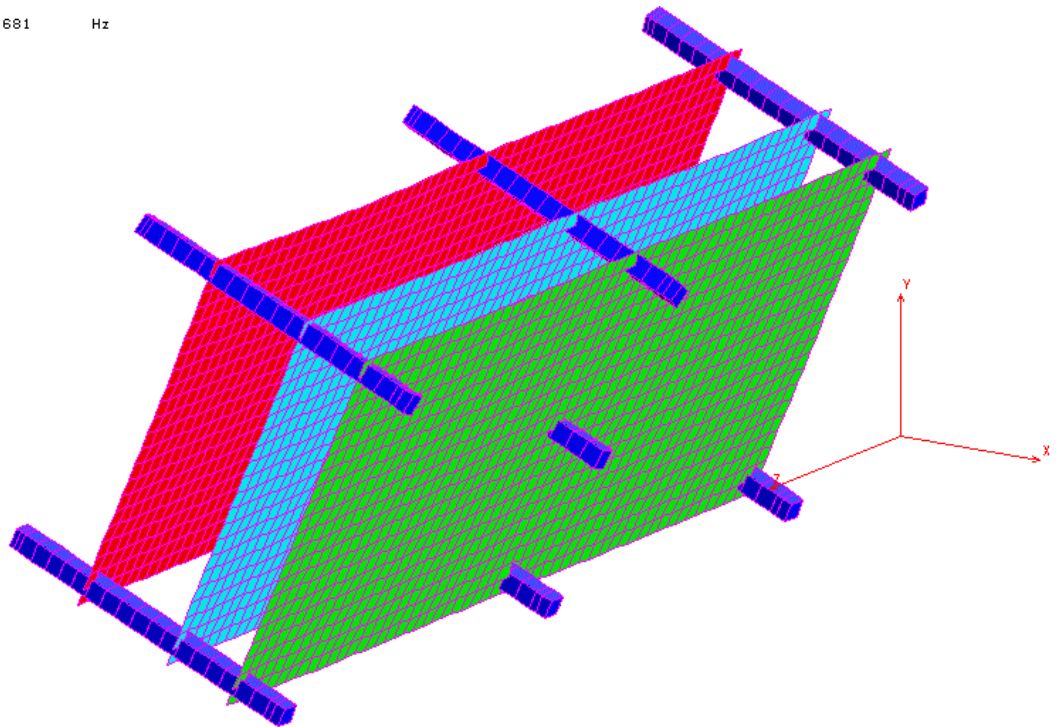


Figura 4.17 - Primeiro modo global na direção X – PCB's.

F_Mode=11 749.6 Hz

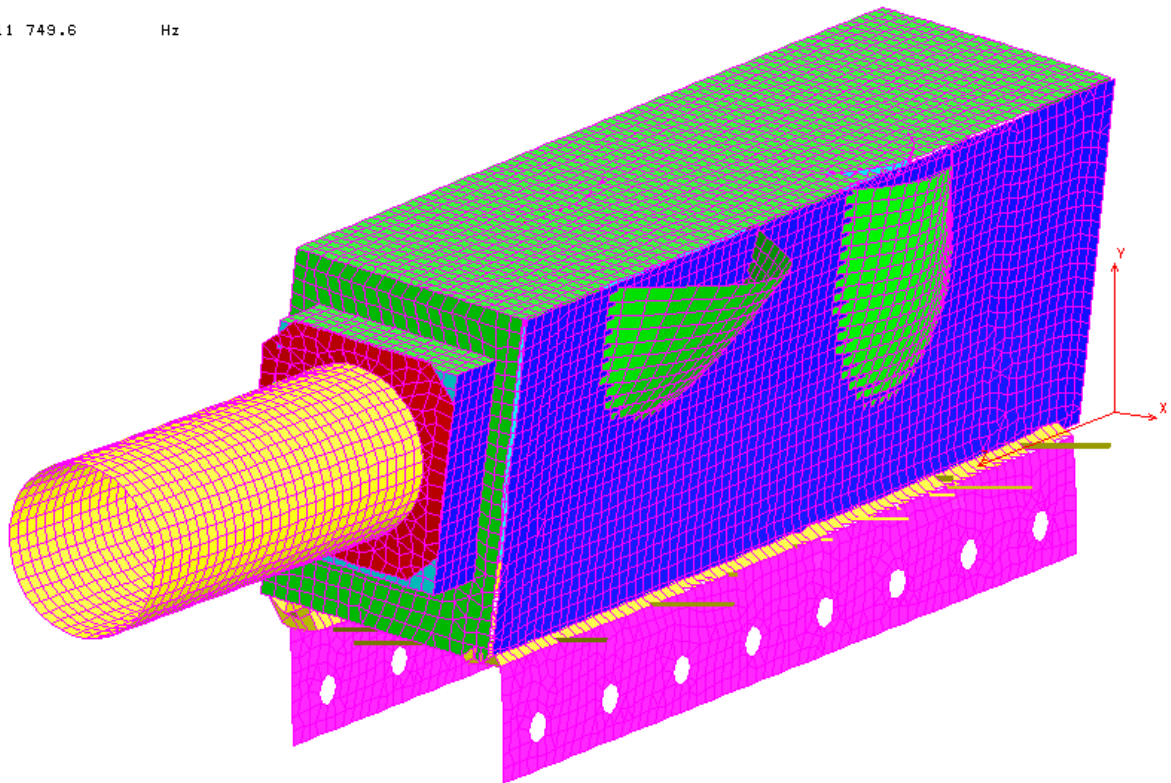


Figura 4.18 - Segundo modo global na direção X

F_Mode=11 749.6 Hz

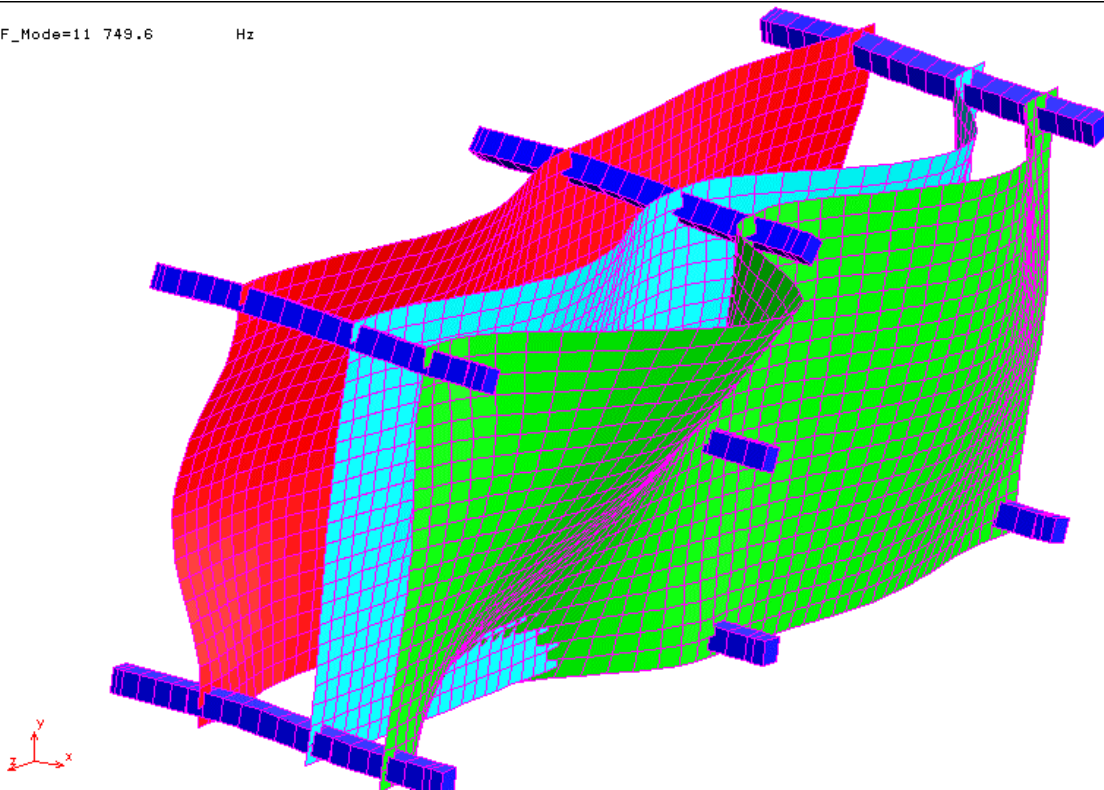


Figura 4.19 - Segundo modo global na direção X - PCB's.

F_Mode=6 537.523 Hz

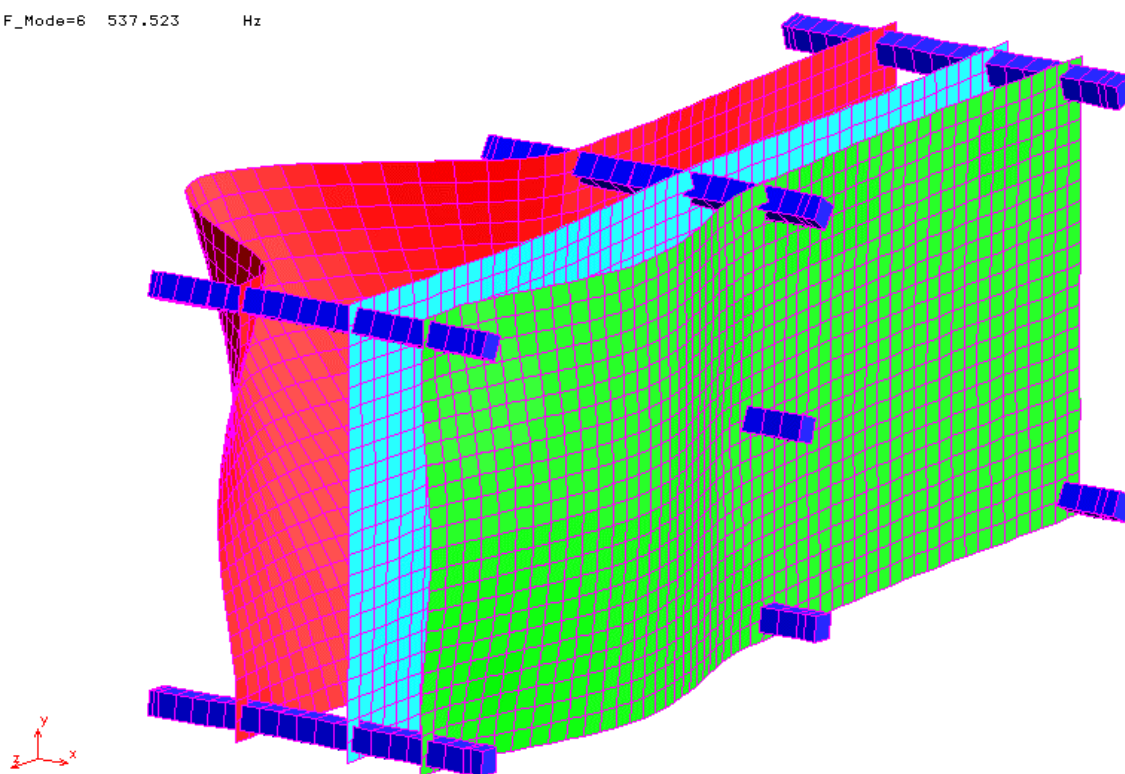


Figura 4.20 - Primeiro modo local na direção X - PCB's.

F_Mode=7 544.145 Hz

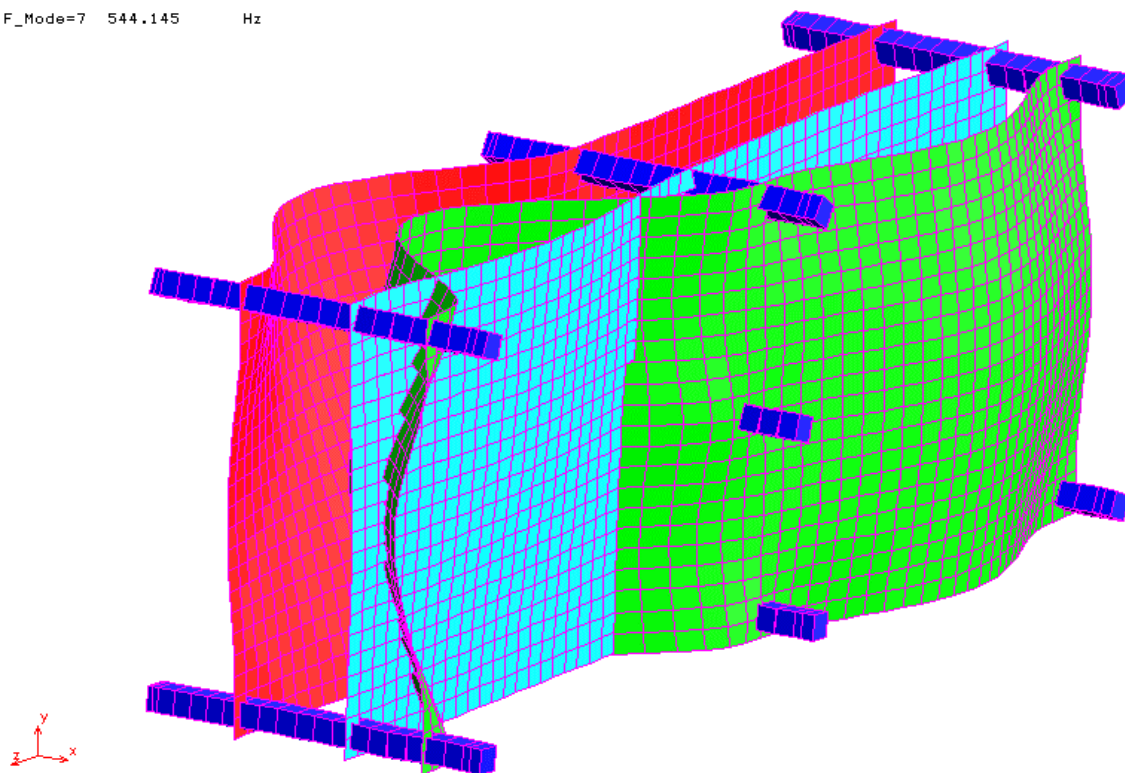


Figura 4.21 - Segundo modo local na direção X - PCB's.

F_Mode=8 593.019 Hz

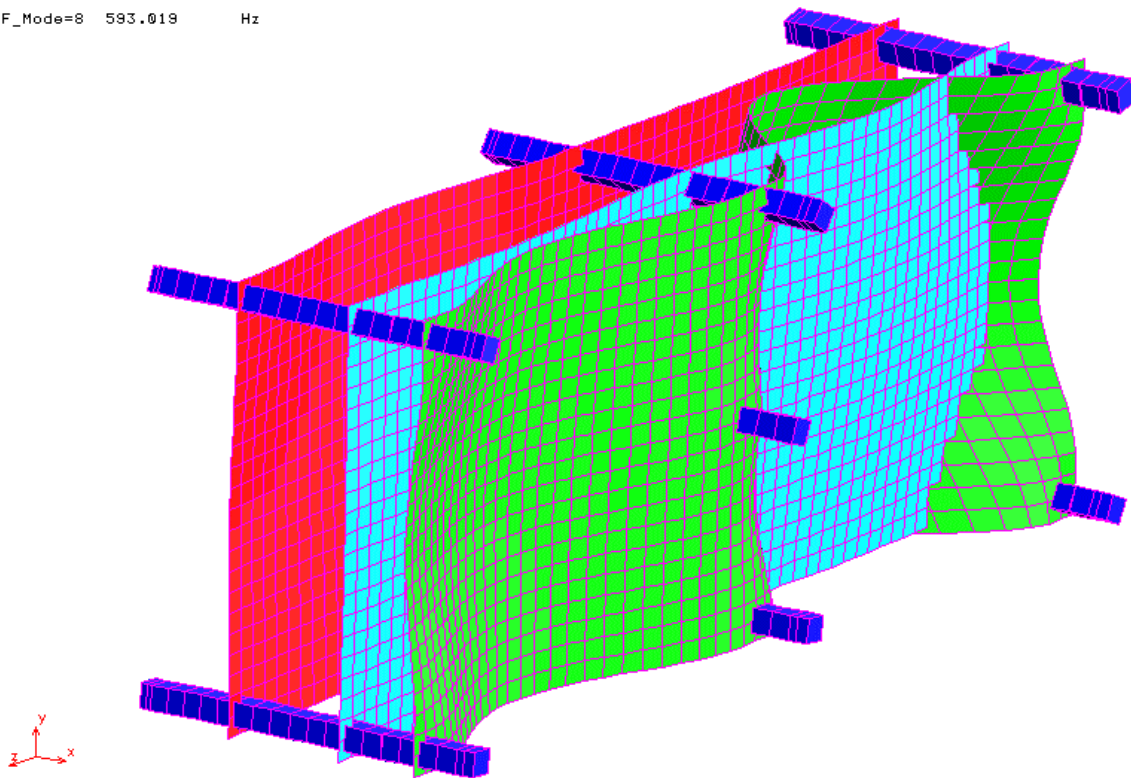


Figura 4.22 - Terceiro modo local na direção X - PCB's.

F_Mode=9 623.811 Hz

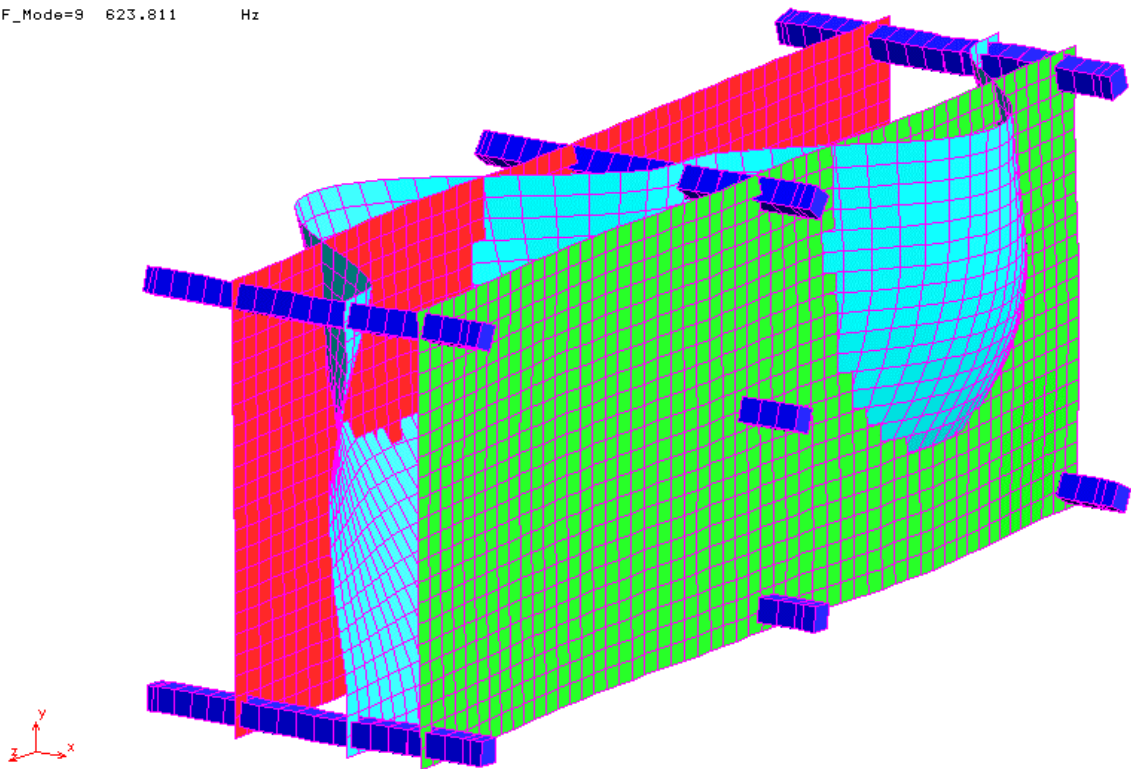


Figura 4.23 - Quarto modo local na direção X - PCB's.

F_Mode=10 657.241

Hz

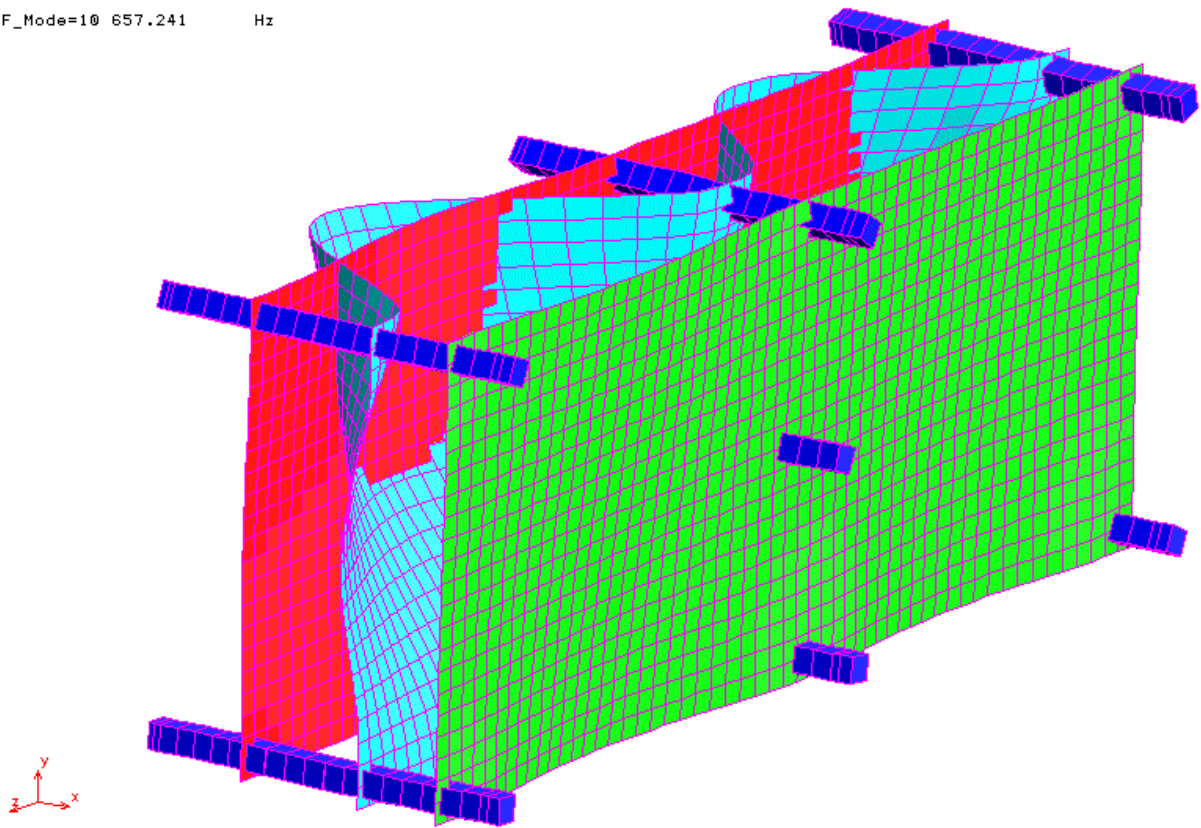


Figura 4.24 - Quinto modo local na direção X - PCB's.

F_Mode=12 816.447

Hz

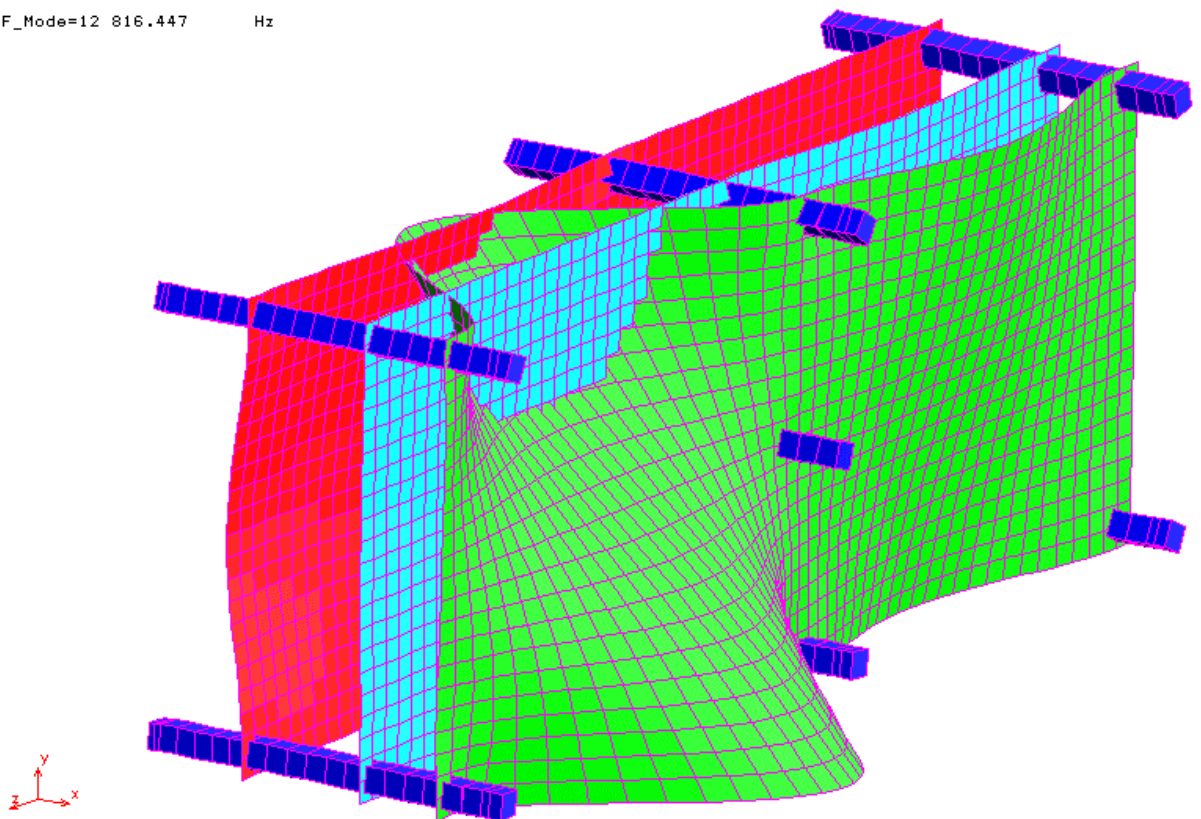


Figura 4.25 - Sexto modo local na direção X - PCB's.

4.4.2 Resultados das análises aleatórias

A análise aleatória é efetuada aplicando-se ao modelo descrito anteriormente no item 4.8.1 (descrição do modelo de elementos finitos) o carregamento dinâmico descrito no item 4.8.3 (condições de contorno).

A descrição do método de superposição modal efetuada neste item é melhor descrita no item 2.5.4.3 (Método de superposição modal).

Para efetuar as análises de superposição modal pelo método dos elementos finitos para o equipamento em questão consideraram-se as oitenta primeiras frequências naturais o que garantiu uma porcentagem de massa modal acumulada de 89,5% para a direção X, 88,3% para a direção Y e 87,6% para a direção Z.

Pelos resultados de ensaios dinâmicos preliminares verificou-se que os fatores de amortecimentos interno e externo assumem os valores de 16,7% e 14,6% respectivamente. Estes valores foram obtidos a partir do método “Half-power Bandwidth”, na função de resposta da frequência - FRF, onde o valor máximo da amplitude na ressonância deve ser decrescido de 3 [dB] e os dois valores de frequência para tal amplitude permitem estimar o fator de amortecimento do sistema (WIRSCHING, 1995).

Para uma análise conservativa foram adotados fatores de amortecimento de 10% para o primeiro modo e 5% para os demais modos.

Valores maiores para os fatores de amortecimento reduzem a intensidade da resposta nas ressonâncias. Logo, adotar valores menores no modelo numérico contribui para resultados da análise dentro da margem de segurança.

4.4.3 Deslocamentos

Para obter os valores dos deslocamentos máximos se faz necessário o tratamento matemático estatístico da resposta. O valor do deslocamento RMS é obtido diretamente do software COSMOS. Assim, para garantir que o deslocamento máximo não exceda o valor encontrado na análise com uma probabilidade de 99,7%, o deslocamento máximo é obtido ao multiplicar o deslocamento RMS obtido na análise por três (NEWLAND, 2005; WIRSCHING, 1995).

O maior deslocamento RMS da análise é mostrado na figura 4.26 e vale $2,28 \times 10^{-4}$ metros. Conseqüentemente, o máximo deslocamento resultante é obtido multiplicando o valor RMS por três e vale $6,69 \times 10^{-4}$ metros.

A figura 4.27 mostra os deslocamentos das PCB's, onde se observa que os maiores deslocamentos ocorrem para parte superior das PCB's.

A tabela 4.4 mostra os deslocamentos da estrutura e das PCB's, onde o valor de 3σ ou σ_{\max} é a resposta da análise já multiplicada por 3 para garantir que o valor máximo não exceda o valor máximo com uma probabilidade de 99,7%.

Através da análise e já considerando o valor de 3σ podem-se determinar os máximos deslocamentos das placas quando sujeitas a carga dinâmica especificada e compará-las com a distância entre as placas, já considerando os componentes eletrônicos e assim poder antever que não haverá problemas decorrentes de colisões entre as PCB's. Estes valores são mostrados na tabela 4.5, onde se observa que para os máximos deslocamentos das PCB's e estrutura, considerando os modos ocorrendo na mesma direção, mesma localização e com modos defasados de 180° tem-se uma folga mínima de 1,03 [mm].

Tabela 4.4 - Deslocamentos máximos.

	Estrutura (m)	PCB 1 (m)	PCB 2 (m)	PCB 3 (m)
Deslocamento RMS – σ_{RMS}	$2,23 \times 10^{-4}$	$3,29 \times 10^{-5}$	$1,13 \times 10^{-5}$	$1,25 \times 10^{-5}$
Deslocamento máximo – σ_{max}	$6,69 \times 10^{-4}$	$9,88 \times 10^{-5}$	$3,39 \times 10^{-5}$	$3,75 \times 10^{-5}$

Tabela 4.5 - Folga mínima

	Tampa / PCB 1 (m)	PCB 1 / PCB 2 (m)	PCB 2 / PCB 3 (m)	PCB 3 / Estrutura
Mínima distância relativa	$1,8 \times 10^{-3}$	$2,0 \times 10^{-3}$	$1,3 \times 10^{-3}$	$7,0 \times 10^{-3}$
Máximo deslocamento relativo	$7,68 \times 10^{-4}$	$1,33 \times 10^{-4}$	$7,14 \times 10^{-5}$	$7,07 \times 10^{-4}$
Diferença – Folga	$1,03 \times 10^{-3}$	$1,87 \times 10^{-3}$	$1,23 \times 10^{-3}$	$6,29 \times 10^{-3}$

PDM Step:4102(rms)

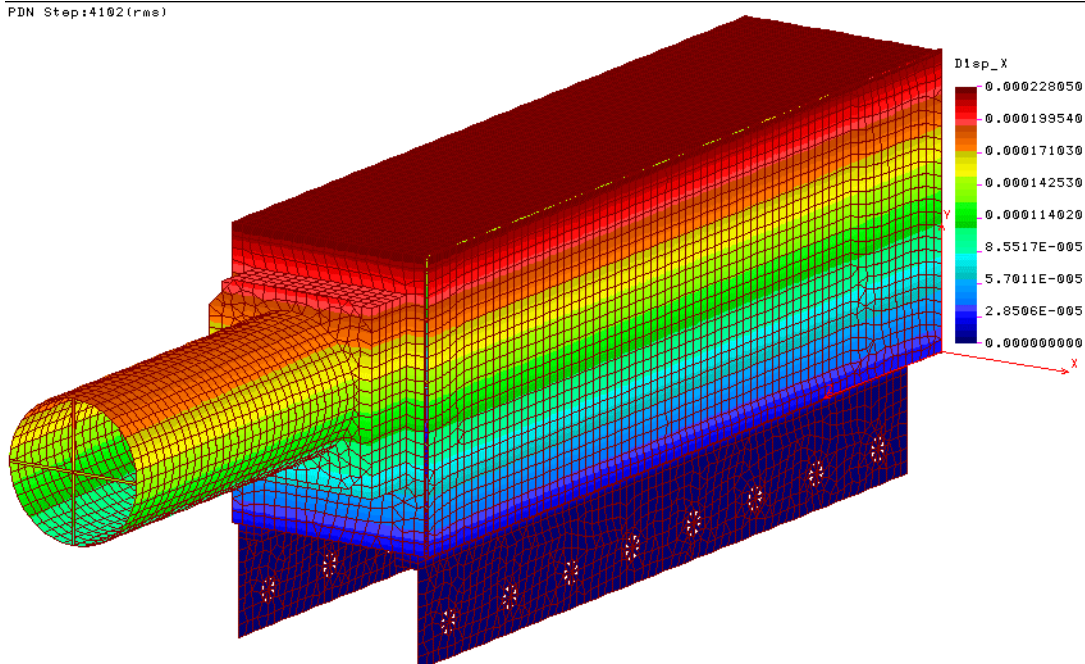


Figura 4.26 - Deslocamentos na estrutura na direção X

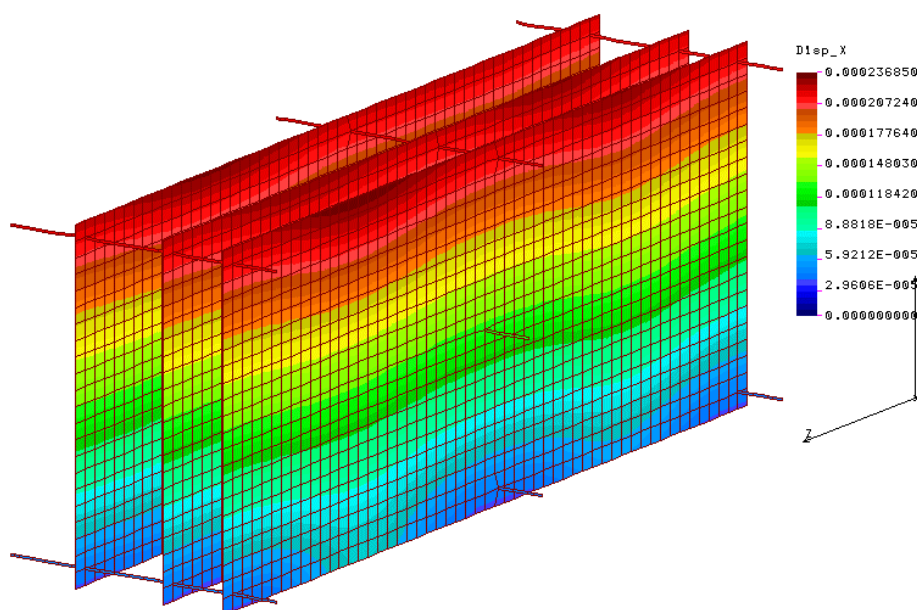


Figura 4.27 - Deslocamentos nas PCB's na direção X

4.4.4 Acelerações

O maior valor de aceleração RMS devido à excitação aleatória na direção X resultante do método de superposição modal aplicado ao modelo de elementos finitos já discutido anteriormente é 463 [m/s²] e pode ser observado na figura 4.28.

O maior valor de aceleração RMS devido à excitação aleatória na direção X para as PCB's é 1,364 [m/s²] e pode ser observado na figura 4.29.

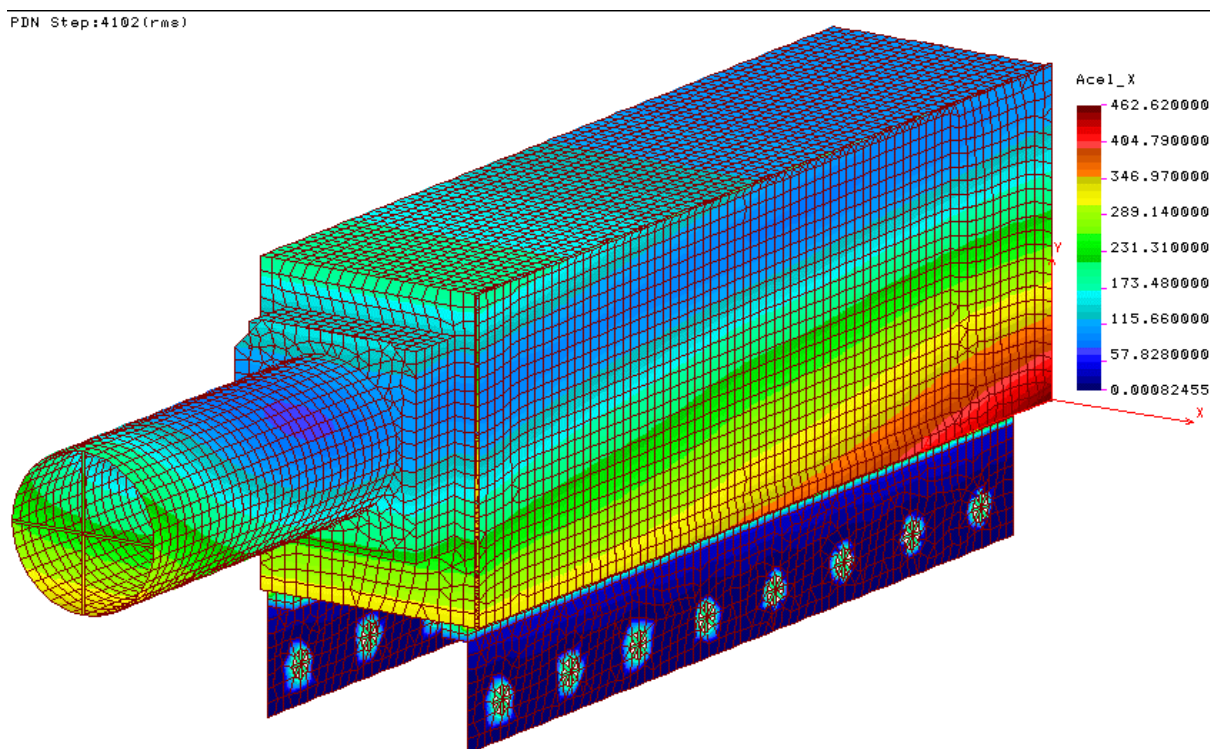


Figura 4.28 - Acelerações na estrutura na direção X.

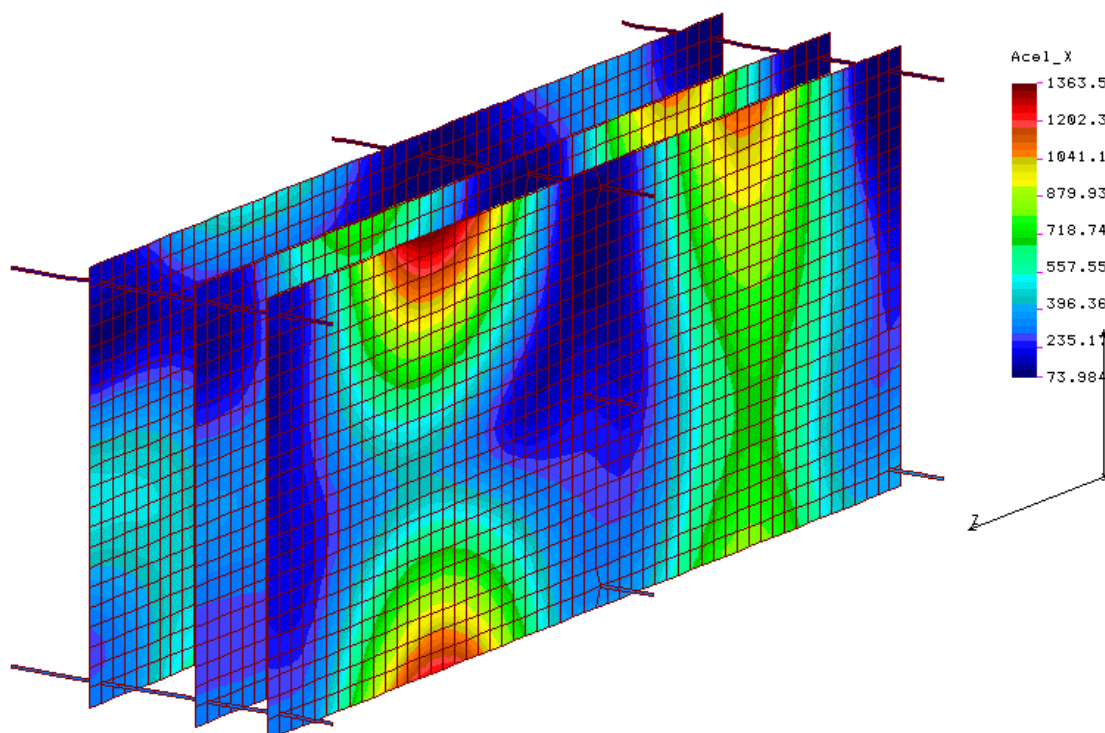


Figura 4.29 - Acelerações nas PCB's na direção X

O G_{RMS} para o nó 50 é de 98 [m/s^2] e a curva de densidade espectral de potência (PSD) de aceleração resultante [m^2/s^4Hz] pela frequência [Hz] é mostrada na figura 4.30.

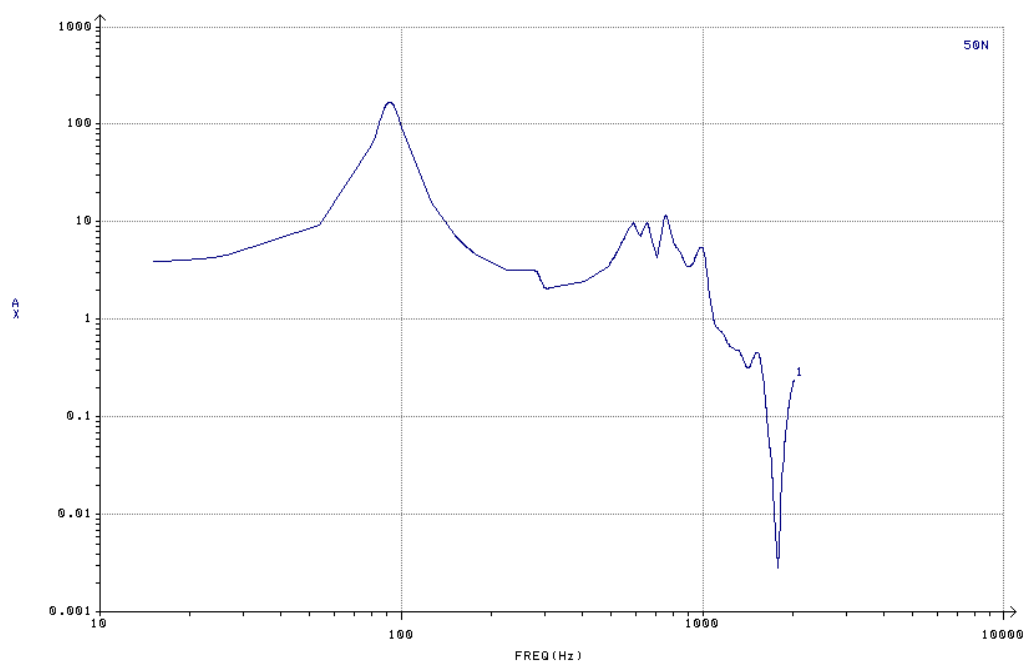


Figura 4.30 - Aceleração PSD [m^2/s^4Hz] x Frequência [Hz] – nó 50.

O G_{RMS} para o nó 5307 (nó restrito) é de $179 \text{ [m/s}^2\text{]}$ e a curva de densidade espectral de potência (PSD) de aceleração resultante $[\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}]$ pela frequência $[\text{Hz}]$ é mostrada na figura 4.31.

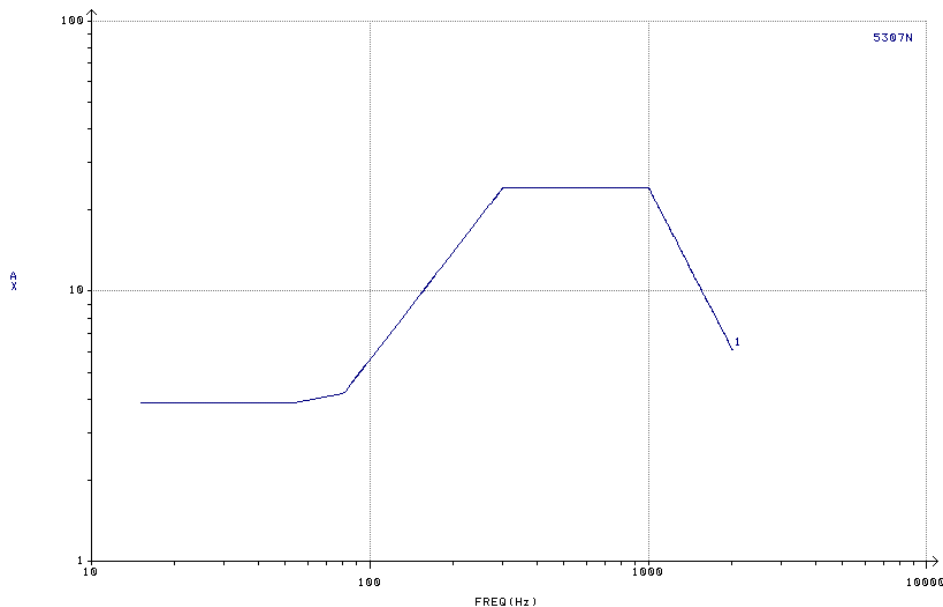


Figura 4.31 - Aceleração PSD $[\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}]$ x Frequência $[\text{Hz}]$ – nó 5307.

O G_{RMS} para o nó 1174 (nó da PCB) é de $1032 \text{ [m/s}^2\text{]}$ e a curva de densidade espectral de potência (PSD) de aceleração resultante $[\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}]$ pela frequência $[\text{Hz}]$ é mostrada na figura 4.32.

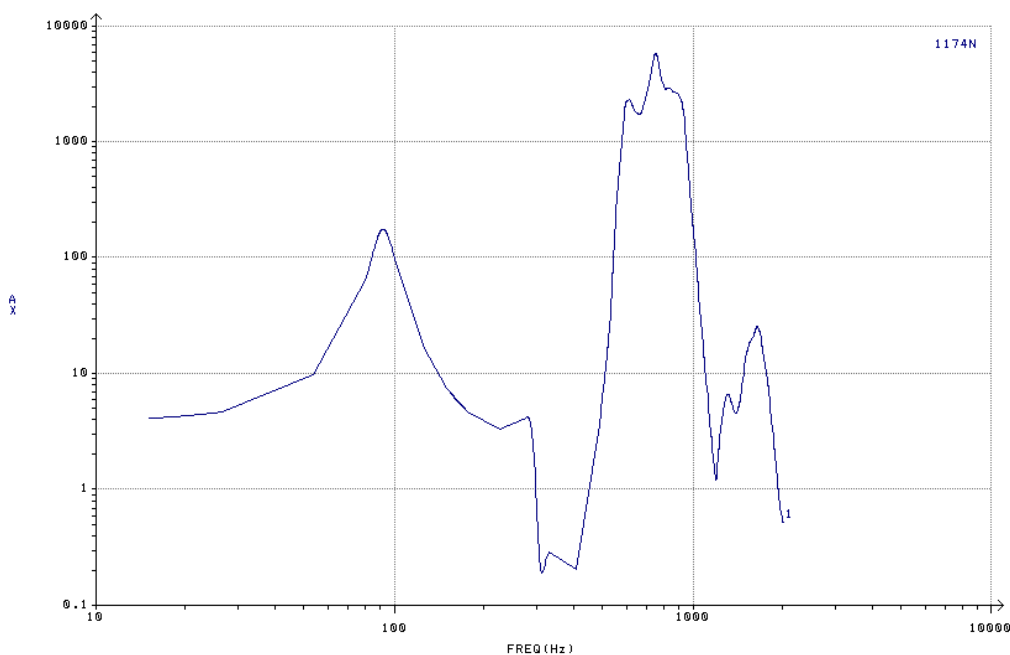


Figura 4.32 - Aceleração PSD $[\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}]$ x Frequência $[\text{Hz}]$ – nó 1174.

O G_{RMS} para o nó 1727 (nó da PCB) é de $358 [m/s^2]$ e a curva de densidade espectral de potência (PSD) de aceleração resultante $[m^2/s^4Hz]$ pela frequência $[Hz]$ é mostrada na figura 4.33.

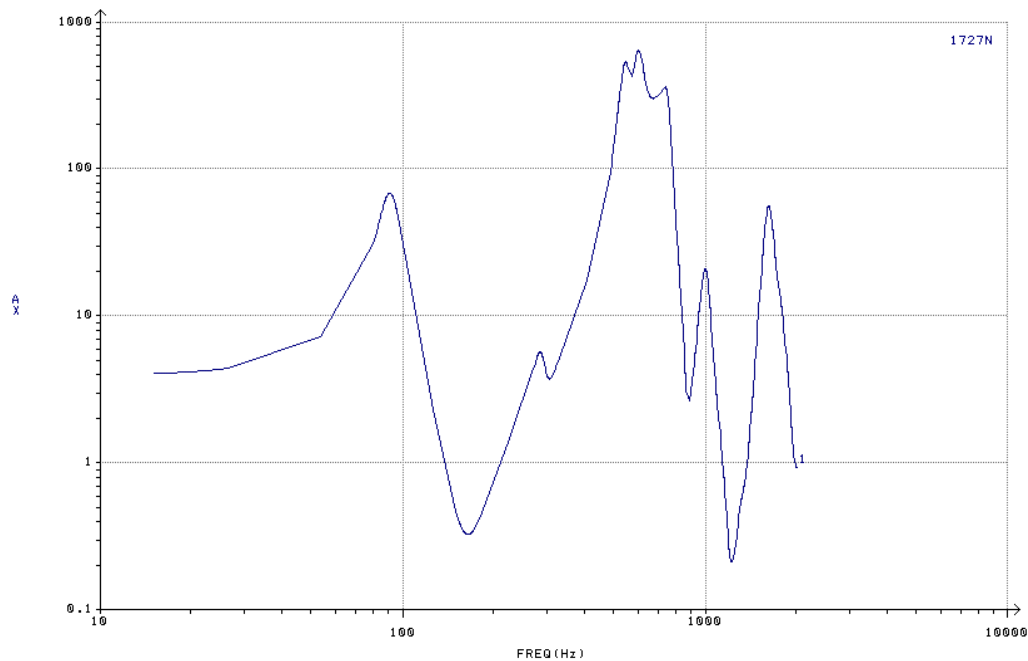


Figura 4.33 - Aceleração PSD $[m^2/s^4Hz]$ x Frequência $[Hz]$ – nó 1727.

O G_{RMS} para o nó 1737 (nó da PCB) é de $1110 [m/s^2]$ e a curva de densidade espectral de potência (PSD) de aceleração resultante $[m^2/s^4Hz]$ pela frequência $[Hz]$ é mostrada na figura 4.34.

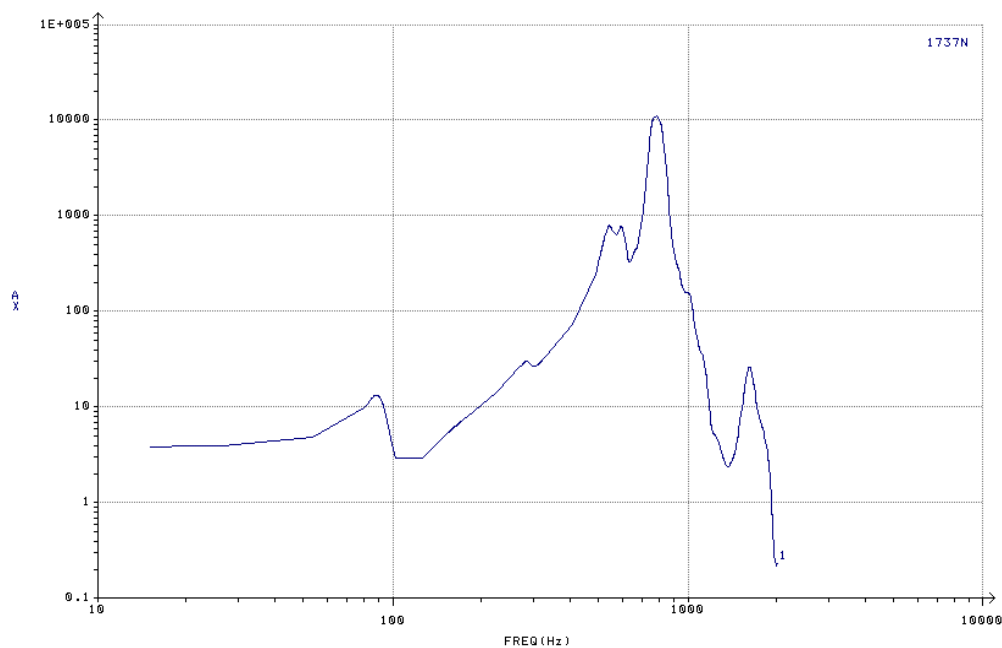


Figura 4.34 - Aceleração PSD $[m^2/s^4Hz]$ x Frequência $[Hz]$ – nó 1737.

4.4.5 Tensões

As tensões RMS foram calculadas para a excitação aleatória em X e os valores de pico são mostrados nas tabelas 4.6 e 4.7.

Para obter o valor da tensão de pico (σ_{pico}) é necessário multiplicar a tensão RMS (σ_{RMS}) por três para garantir que a tensão não exceda o valor de 18 [MPa] em uma probabilidade de 99,7% durante o tempo de ensaio (NEWLAND, 2005; WIRSCHING, 1995).

Nas tabelas 4.6 e 4.7 os valores representados por σ são as tensões referentes as tensões normais em uma determinada direção. Os valores representados por σ_{von} são as tensões obtidas pelo critério de Von Mises. Os valores representados por τ são as tensões tangenciais ou tensões de cisalhamento.

Tabela 4.6 - Tensões no equipamento.

	Alumínio	PCB's			Parafusos			Tirantes
Resultados	$\sigma_{\text{von,max}}$ (MPa)	$\sigma_{y,max}$ (MPa)	$\sigma_{z,max}$ (MPa)	$\tau_{xy,max}$ (MPa)	$\sigma_{\text{axial,max}}$ (MPa)	$\tau_{\text{rad,max}_y}$ (MPa)	$\tau_{\text{rad,max}_z}$ (MPa)	$\sigma_{\text{von,max}}$ (MPa)
σ_{RMS}	5,5	3,6	4,5	1,5	3,0	1,7	2,1	6,3
σ_{pico}	16,5	10,8	13,5	4,5	9,0	5,1	6,3	18,9

Tabela 4.7 - Tensões nos isoladores.

	Isoladores de Polietileno			Isoladores de Silicone		
Resultados	$\sigma_{x,max}$ (MPa)	$\sigma_{y,max}$ (MPa)	$\tau_{xy,max}$ (MPa)	$\sigma_{\text{axial,max}}$ (MPa)	$\tau_{\text{rad,max}_y}$ (MPa)	$\tau_{\text{rad,max}_z}$ (MPa)
σ_{RMS}	0,0092	0,022	0,0065	0,68	0,13	0,10
σ_{pico}	0,028	0,066	0,020	2,04	0,39	0,30

A figura 4.35 mostra as tensões sobre as partes de alumínio e as tensões máximas ocorrem na região de aplicação da excitação entre os elementos de placa e os elementos rígidos.

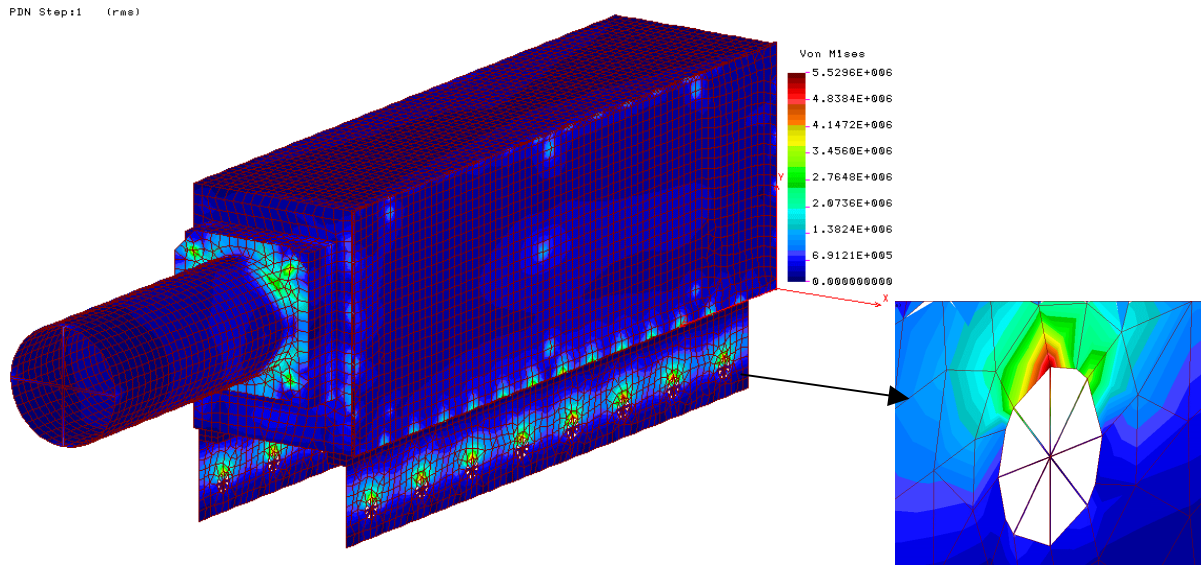


Figura 4.35 - Tensões no alumínio.

As tensões sobre as PCB's são mostradas nas figuras 4.36, 4.37 e 4.38:

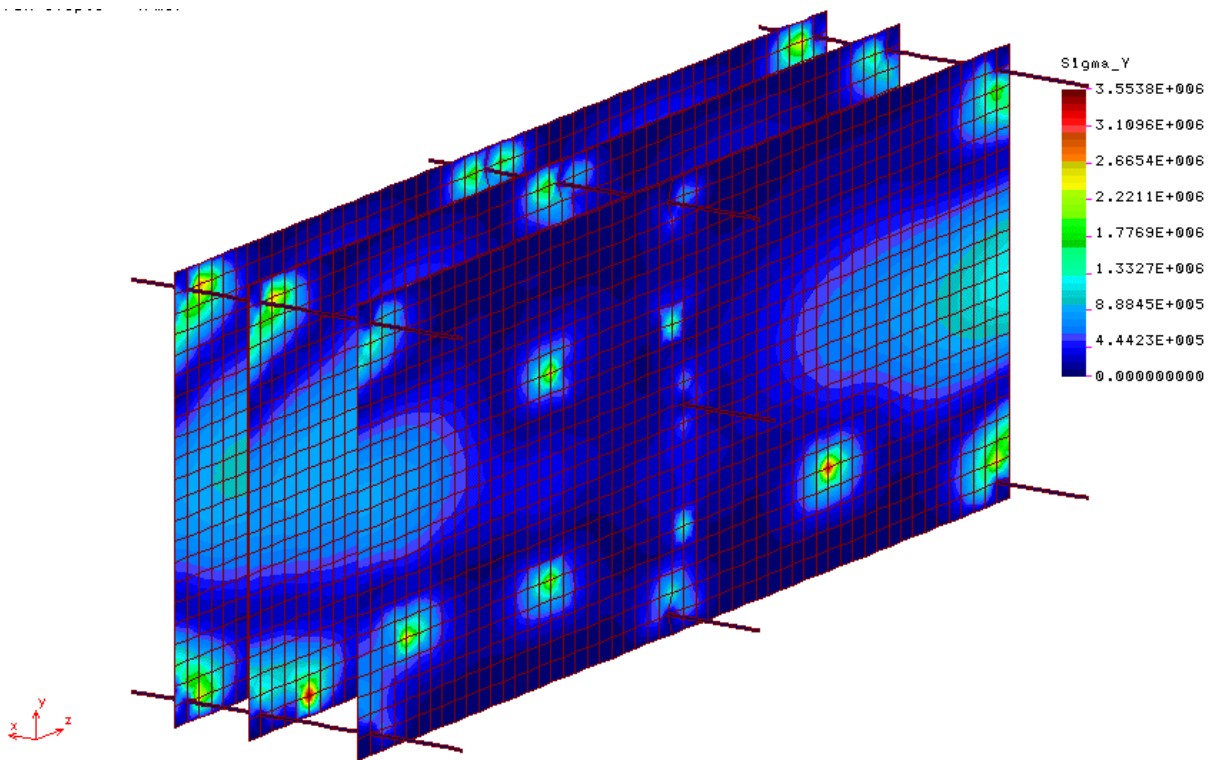


Figura 4.36 - Tensões nas PCB's - σ_y .

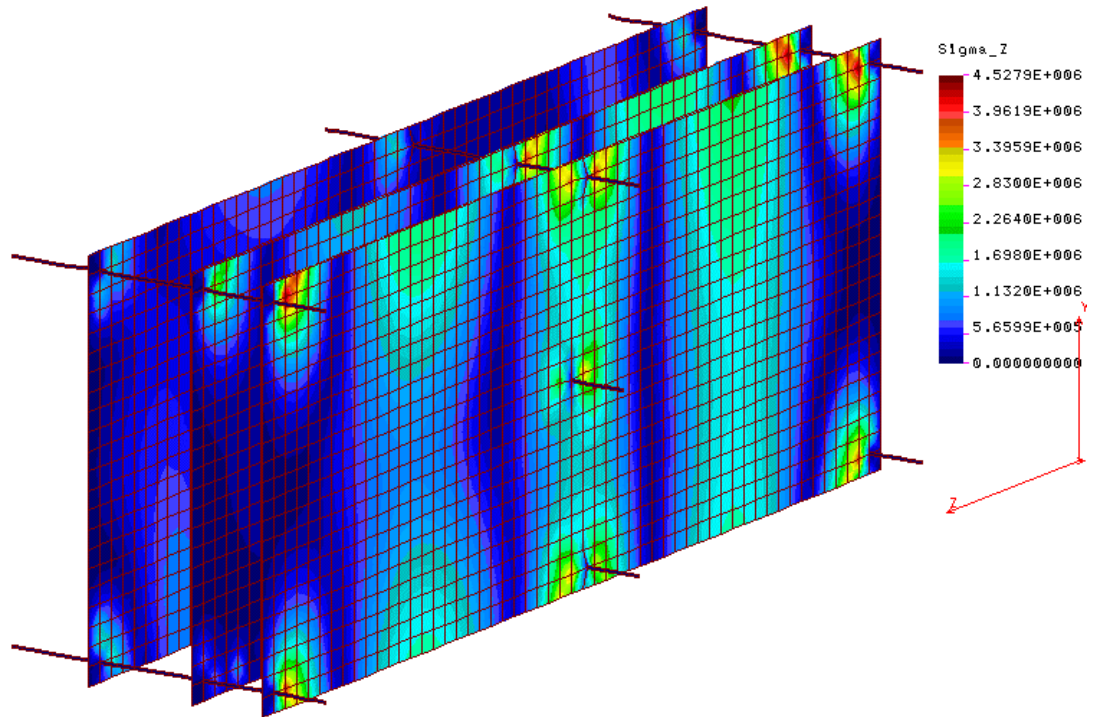


Figura 4.37 - Tensões nas PCB's - σ_z

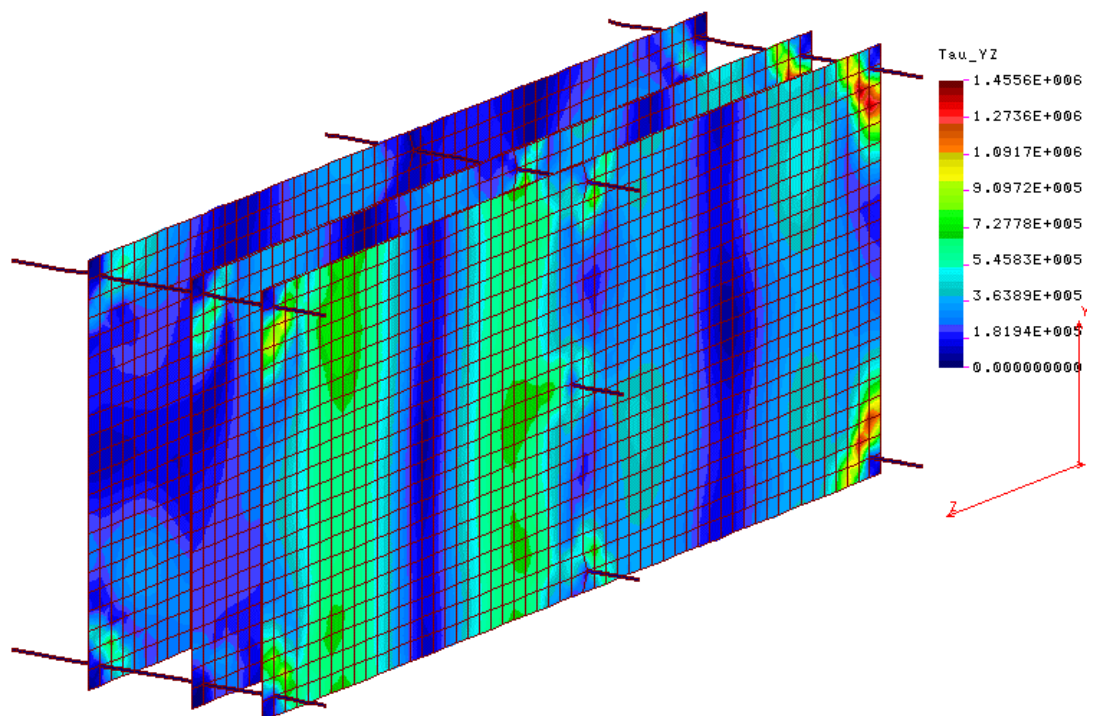


Figura 4.38 - Tensões nas PCB's - τ_{yz}

As tensões nos tirantes são mostradas na figura 4.39.

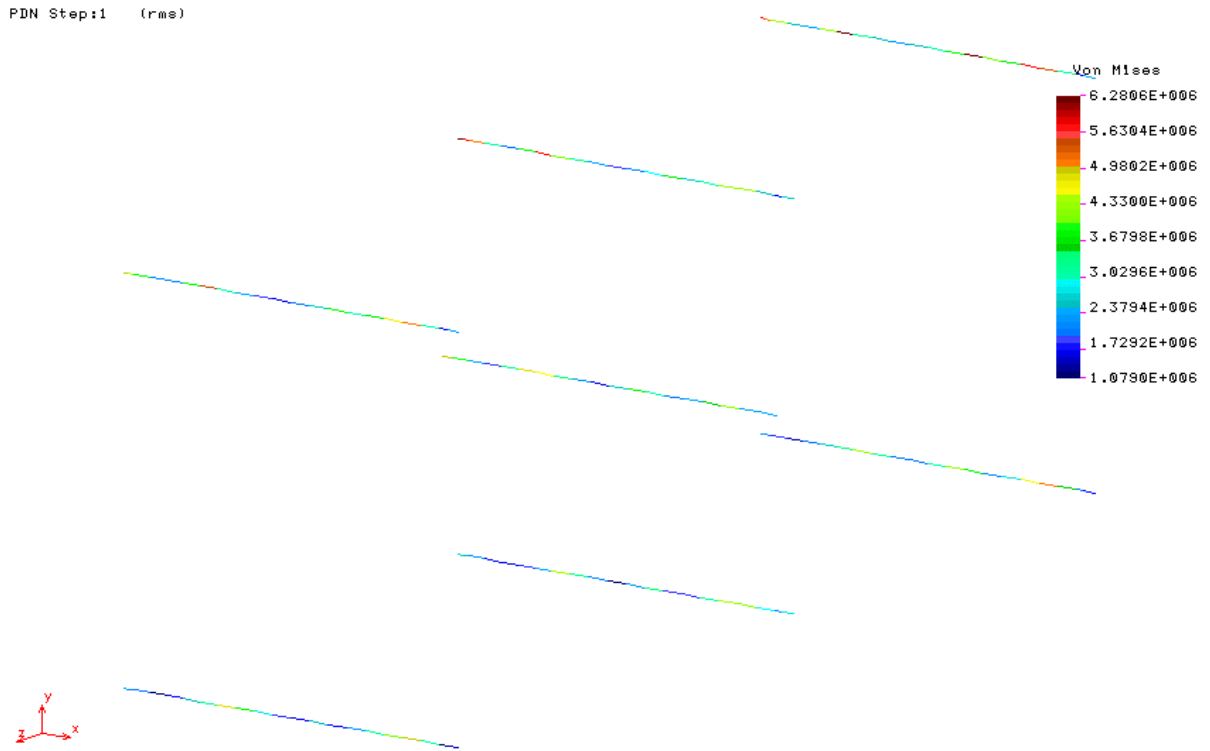


Figura 4.39 - Tensões nos parafusos – $\sigma_{\text{Von Mises}}$

As tensões sobre os isoladores de poliuretano são mostradas nas figuras 4.40 a 4.42.

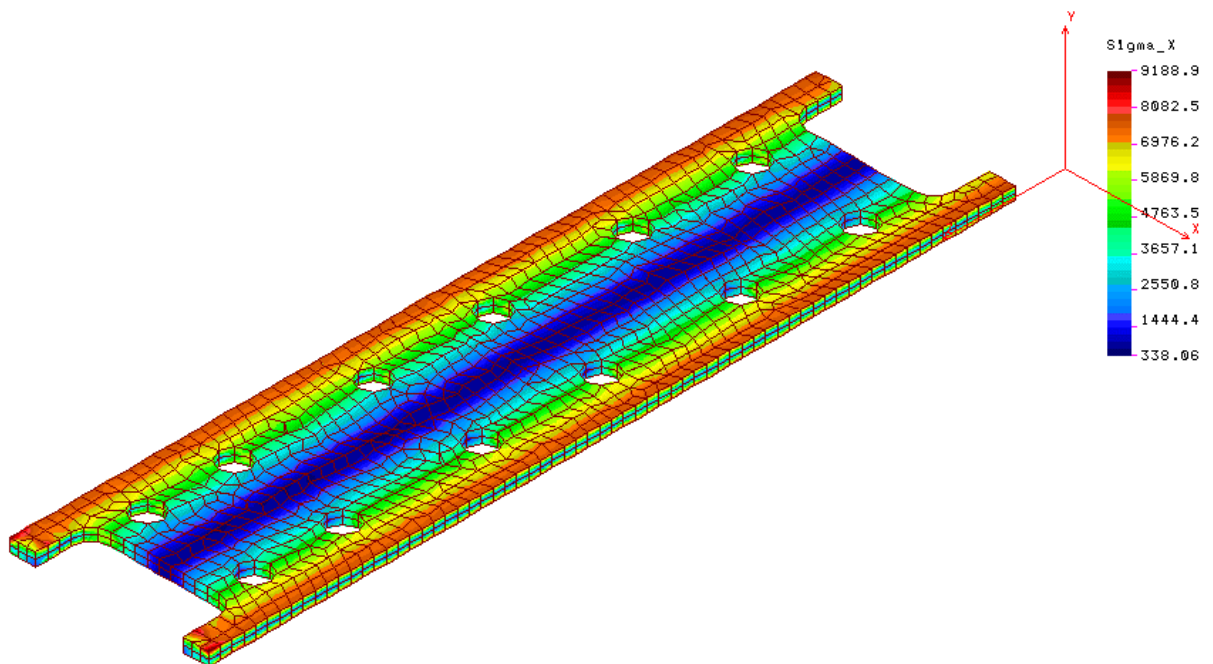


Figura 4.40 - Tensões nos isoladores de poliuretano – σ_x

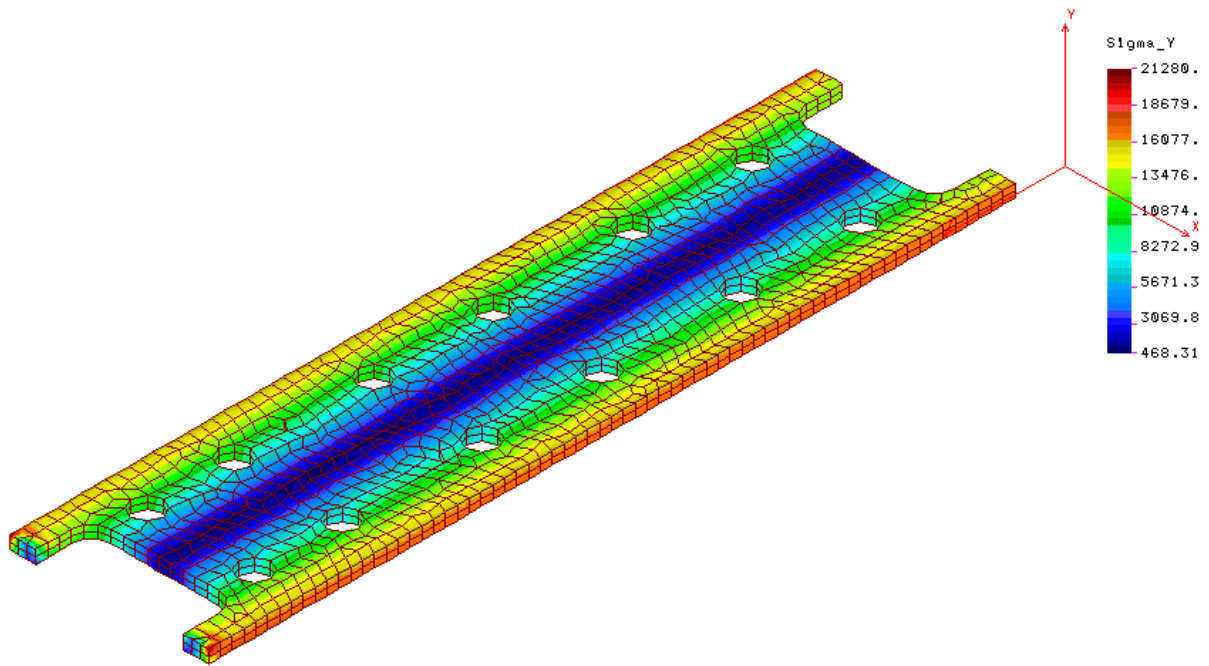


Figura 4.41 - Tensões nos isoladores de poliuretano – σ_y

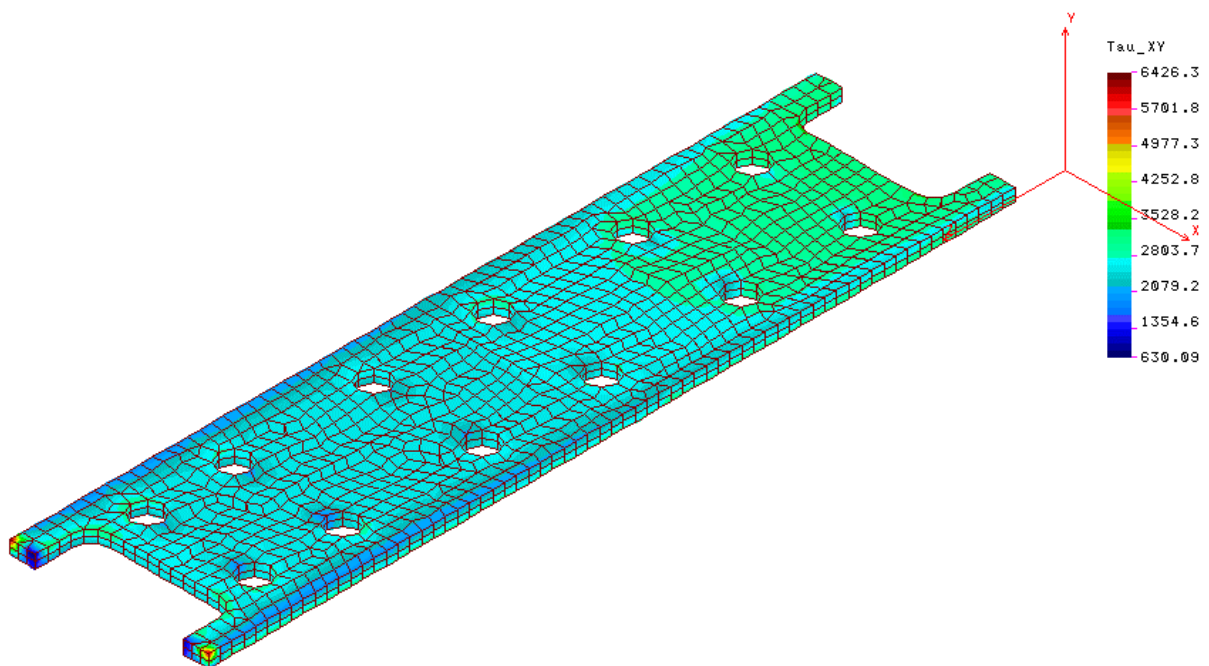


Figura 4.42 - Tensões nos isoladores de poliuretano – τ_{xy}

As margens de segurança são calculadas considerando o fator de segurança de 1,25 para o escoamento e 1,50 para a ruptura e calculada pelas equações (4.8) e (4.9):

$$MS_e = \left(\frac{\sigma_{esc}}{1,25 \times \sigma_{atuante}} - 1 \right) \times 100\% \quad (4.1)$$

$$MS_r = \left(\frac{\sigma_{rup}}{1,50 \times \sigma_{atuante}} - 1 \right) \times 100\% \quad (4.2)$$

Os valores das margens de segurança de escoamento e ruptura, baseado nas equações (4.8) e (4.9), para os diferentes materiais do equipamento é fornecida na tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Margens de segurança

Alumínio		PCB's		Parafusos	
MS_e	MS_r	MS_e	MS_r	MS_e	MS_r
>200%	>200%	>200%	>200%	>200%	>200%

Tirantes		Polietileno		Silicone	
MS_e	MS_r	MS_e	MS_r	MS_e	MS_r
>200%	>200%	56%	159%	161%	>200%

5 DISCUSSÃO DE RESULTADOS

5.1 COMPARAÇÃO DOS ENSAIOS DINÂMICOS

Foram efetuados ensaios sem isoladores, com isoladores de poliuretano, silicone, polietileno e polietileno com arruelas de silicone.

A tabela 5.1 fornece algumas propriedades mecânicas dos materiais utilizados.

Tabela 5.1 - Propriedades mecânicas dos isoladores.

Material	Dureza	Massa específica	Resistência à tração
Arruelas de Poliuretano	90 Shore A	1.180 Kg/m ³	9,0 MPa
Arruelas de Silicone	70 Shore A	1.200 Kg/m ³	8,0 MPa
Polietileno	30 – 40 Shore 00	40 Kg/m ³	0,15 MPa

O fator de amortecimento foi estimado por meio do método de “Half Power Bandwidth” que usa uma função de resposta da frequência – FRF. O valor máximo da amplitude na ressonância deve ser decrescido de 3dB e os dois valores de frequência para tal amplitude permitem estimar o fator de amortecimento do sistema por meio da equação (5.1) (WIRSCHING, 1995):

$$\xi = (W_2 - W_1) / (2 \times W_d) \quad (5.1)$$

Onde W_2 e W_1 são as frequências obtidas a partir da redução de 3 dB da ressonância e W_d é a frequência natural amortecida (pico). A partir das densidades espectrais de potência dos sinais de entrada (excitação) e saída (resposta) pode-se calcular a função de resposta em frequência (EWINS, 1984) relacionando dois graus de liberdade do sistema. Tal solução é mostrada na figura 5.1.

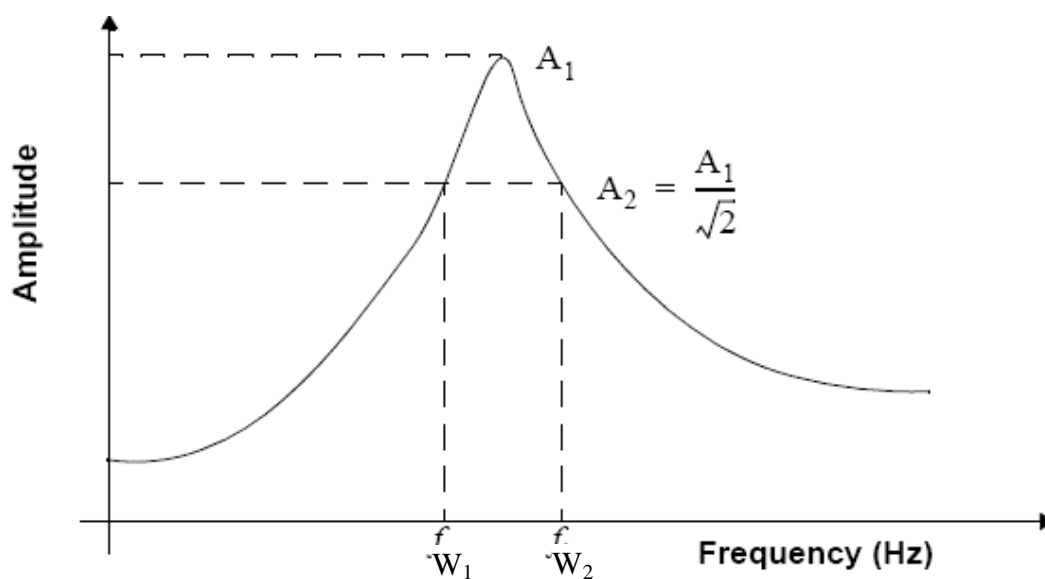


Figura 5.1 - Método de “Half Power Bandwidth”.

Obtendo-se uma FRF a partir dos sinais medidos e aplicando a equação (5.1), tem-se os valores de fator de amortecimento para o primeiro modo dos diversos sistemas de isolamento ensaiados, mostrados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Fator de amortecimento dos isoladores

Material / Configuração	ξ_{externo} (%)	ξ_{interno} (%)
Sem isoladores	3,4	2,1
Arruelas de Poliuretano	8,9	9,5
Arruelas de Silicone	9,1	9,9
Fitas de Polietileno	15,7	18,9
Solução híbrida	14,6	16,7

A solução híbrida é a configuração de duas tiras de polietileno e 12 arruelas de silicone.

Para facilitar a compreensão e visualização e permitir uma melhor compreensão da decisão de utilizar a solução híbrida serão refeitos os gráficos dos itens anteriores para os pontos externos e o ponto interno E. Foram mantidas apenas as curvas de excitação e resposta dinâmica.

As figuras 5.2 a 5.6 mostram a evolução das soluções de isolamento de vibrações que permitiram a redução do nível de energia sobre toda a estrutura e principalmente as PCB's.

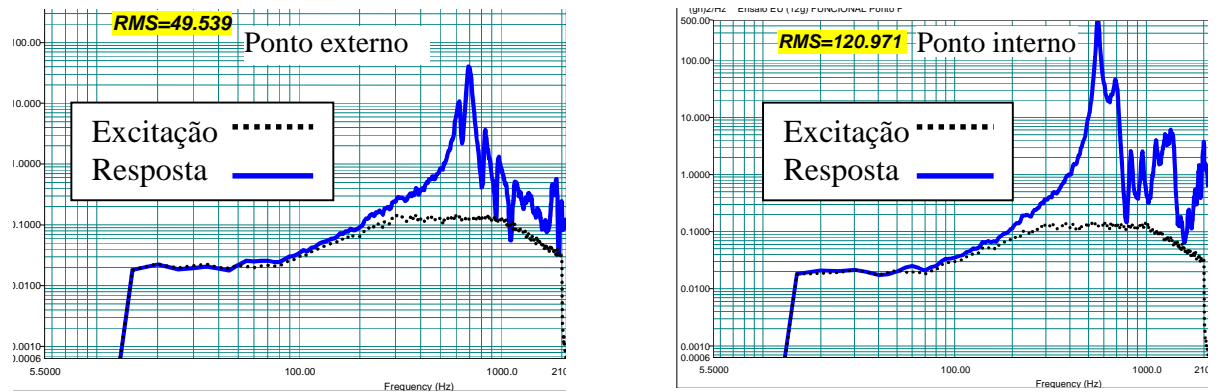


Figura 5.2 - Respostas dinâmicas sem isoladores.

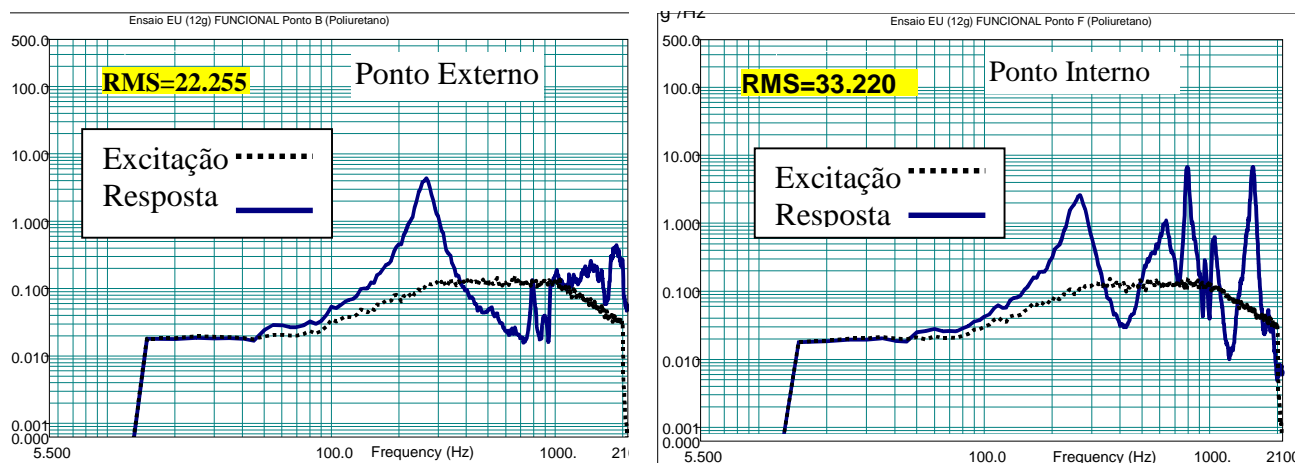


Figura 5.3 - Respostas dinâmicas com isoladores poliuretano.

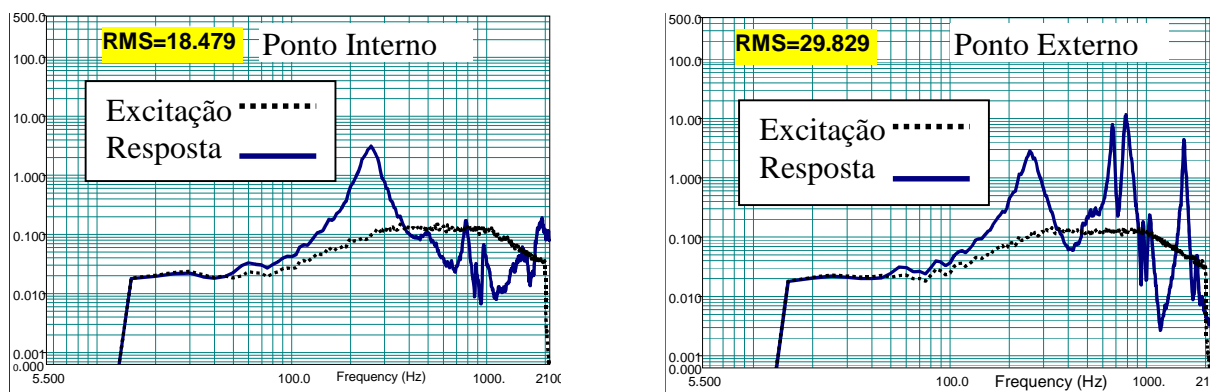


Figura 5.4 - Respostas dinâmicas com isoladores silicone.

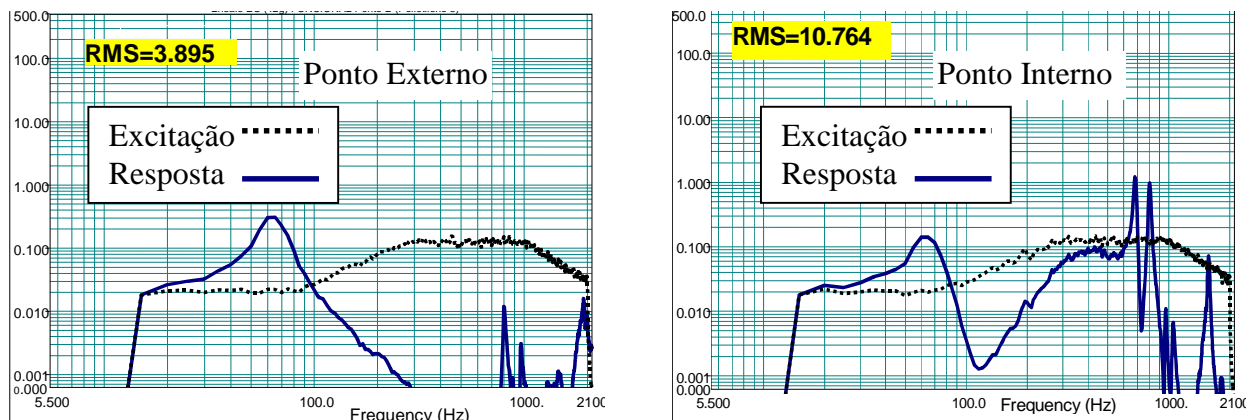


Figura 5.5 - Respostas dinâmicas com isoladores de polietileno.

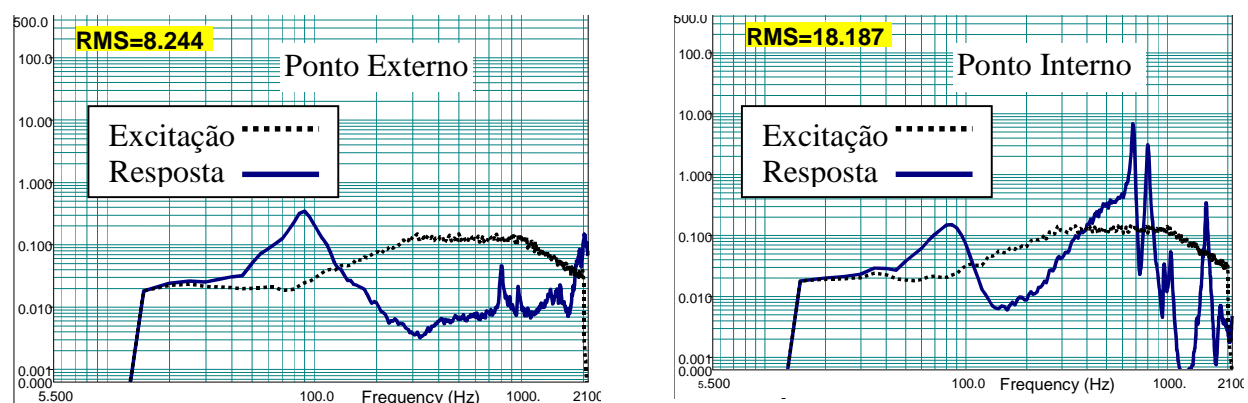


Figura 5.6 - Respostas dinâmicas com isoladores - solução híbrida.

De acordo com o apresentado no item 4.7, pode-se agora determinar as razões de frequências Ω ($\Omega = w/w_n$), que definem juntamente com o fator de amortecimento dado na tabela 5.3, a transmissibilidade do sistema de um grau de liberdade da equação (2.127). O resultado é mostrado na tabela 5.4.

Tabela 5.3 - Razão de frequências - Ω

Configuração	Frequências (Hz)		Ω	
	Carcaça (externo)	PCB (interno)	externo	interno
Sem Isoladores	615	555	1,0	1,0
Arruelas de Poliuretano	265	265	2,3	2,1
Arruelas de Silicone	255	255	2,4	2,2
Fitas de Polietileno	62	62	9,8	9,0
Solução híbrida final	88	88	6,8	6,6

Observa-se na tabela 5.3 a coincidência das frequências naturais obtidas a partir das medições da resposta dinâmica em pontos externos e internos para as

configurações com arruelas de poliuretano, com arruelas de silicone, com fitas de polietileno e solução híbrida. Nestas configurações o primeiro modo excitado é um modo da estrutura externa juntamente com as PCB's devido aos isoladores. Na configuração sem isoladores a separação em frequência indica que o primeiro modo que aparece nas medições externa e interna é devido à carcaça e à PCB respectivamente.

A tabela 5.4 mostra os valores de energia e densidades espectrais de potência das acelerações medidos na carcaça, na parte interna (PCB's) do equipamento e na base (onde é aplicada a excitação) para as várias configurações de isolamento adotadas. Percebe-se claramente a grande redução tanto dos níveis de energia como de aceleração principalmente nos componentes internos.

Tabela 5.4 - Densidades espectrais de potência e G_{RMS}

Configuração	PSD da aceleração (g^2/Hz)			Energia (G_{RMS})	
	base	externo	PCB's	externa	PCB's
Sem isoladores	0,12	40,5	500	50	121
Poliuretano	0,099	4,2	2,5	22	33
Silicone	0,094	3,18	3	18	30
Polietileno	0,020	0,31	0,15	4	11
Híbrida	0,023	0,33	0,15	8	18

Da observação das tabelas 5.3 e 5.4 percebe-se que as maiores reduções dos níveis de energia e dos máximos valores da densidade espectral de potência da aceleração foram obtidos com as configurações que apresentaram os maiores valores de Ω , de acordo com as considerações feitas anteriormente com base no modelo de 1 grau de liberdade com excitação harmônica.

Não se deve esquecer que os melhores resultados foram encontrados para o polietileno sem as arruelas de silicone mas esta situação não suporta os esforços dinâmicos em questão e assim optou-se pela solução híbrida.

As figuras 5.2 a 5.6 mostram a eficiência do isolador na redução dos níveis de energia. A inclusão de isoladores na configuração híbrida, que é a configuração final adotada, garantiu uma redução do nível de energia de vibração RMS de 121 [g^2/Hz] para 18 [g^2/Hz] sobre os componentes eletrônicos e de 50 [g^2/Hz] para 8 [g^2/Hz] sobre a parte externa.

5.2 COMPARAÇÃO DA ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS COM OS ENSAIOS

Como já foi descrito no item de cargas dinâmicas aleatórias as cargas dinâmicas aplicadas ao modelo de elementos finitos foram aplicadas na base, sendo a excitação aleatória totalizando uma energia de $18,2 G_{RMS}$ estas curvas são mostradas nas figuras 5.7 a 5.10 (lado esquerdo) para os dados simulados (excitação). A vibração aleatória introduzida no equipamento durante os ensaios, decorrente de limitações do excitador, totaliza uma energia de $12,6 G_{RMS}$, estas curvas são mostradas nas figuras 5.7 a 5.10 (lado direito) para os dados ensaiados (Excitação).

É importante ressaltar o caráter conservativo da análise, realizada com níveis de energia mais elevados que os valores aplicados no ensaio que implicam em maiores respostas dinâmicas e maiores tensões comparadas com as que ocorreram durante o ensaio, conforme pode ser observado nos valores em G_{rms} resposta das figuras 5.7 a 5.10.

No modelo de elementos finitos adotou-se como condição de contorno a prescrição dos nós da base, região fixada ao excitador no ensaio. As frequências naturais obtidas através do modelo de elementos finitos e as frequências encontradas nos ensaios são mostradas na tabela 5.5 onde observa-se a boa concordância para os três modos mais importantes do sistema.

Tabela 5.5 - Comparação entre resultados de ensaio e simulados

Modos de Frequência	Wn_{Ensaio} (Hz)	Wn_{FEM} (Hz)	% erro
Isolador com equipamento	88	91	3,3
Frequência das PCB's	555	544/593	2,0/6,4
Frequência da estrutura/PCB's	800	750	6,7

Na tabela 5.5, o primeiro modo é dominado pelo comportamento da estrutura, sendo decorrente da introdução do isolador ao sistema e tendo uma participação de massa de 58 %. O segundo modo mostrado na tabela 5.5 são os modos das PCB's, que como já mostrado anteriormente na tabela 5.4 dos dados de simulação, vão de 544 a 593 [Hz] e são dominados pela dinâmica das PCB's, tendo no entanto baixa participação modal e provavelmente, tenham sido muito atenuados pela inclusão dos

isoladores. O último modo da tabela possui maior participação modal dando a indicação de envolvimento tanto das PCB's quanto da estrutura externa, tendo uma participação modal de 21,6%. As frequências de ressonância foram obtidas experimentalmente pela análise dos gráficos de resposta.

Pelos resultados de ensaios dinâmicos preliminares verificou-se que os fatores de amortecimentos interno e externo assumem os valores de 16,7% e 14,6% respectivamente, como já descrito anteriormente na tabela 5.5. Para uma análise conservativa foram adotados um fator de amortecimento de 10% para o primeiro modo e 5% para os demais modos.

Valores maiores para os fatores de amortecimento reduzem a intensidade da resposta nas ressonâncias. Logo, adotar valores menores no modelo numérico contribui para resultados da análise dentro da margem de segurança, tendo uma abordagem conservativa.

A seguir, nas figuras 5.7, 5.8, 5.9 e 5.10, são reproduzidas lado a lado, as curvas de simulação e ensaio para a configuração híbrida para facilitar a visualização e as análises. Somente com as curvas de excitação e resposta dinâmica.

A figura 5.7 compara os resultados experimentais de um acelerômetro posicionado na parte externa da estrutura com a resposta de aceleração da simulação para o nó do modelo localizado na mesma posição. Observa-se claramente nas duas curvas a predominância do 1º modo na resposta bem como seu elevado amortecimento. É possível perceber também a similaridade do formato das duas curvas.

Nas figuras 5.8, 5.9 e 5.10 são mostradas as acelerações medidas em três pontos internos do equipamento em diferentes posições nas PCB's, os pontos C, D e E já descritos anteriormente. Os resultados de simulação para pontos dispostos em posição equivalente no modelo.

Nota-se que as respostas da simulação são sempre muito superiores às respostas experimentais, provavelmente decorrente de menores amortecimentos e maiores excitações.

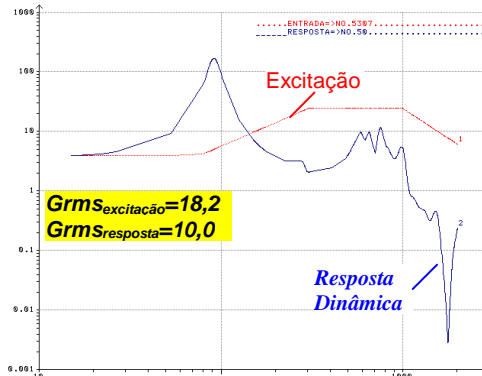


Figura 5.7 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto externo A-1.

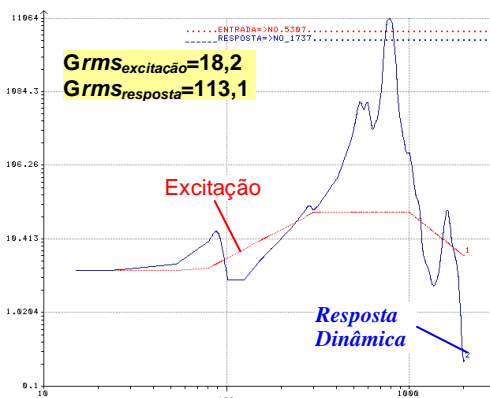
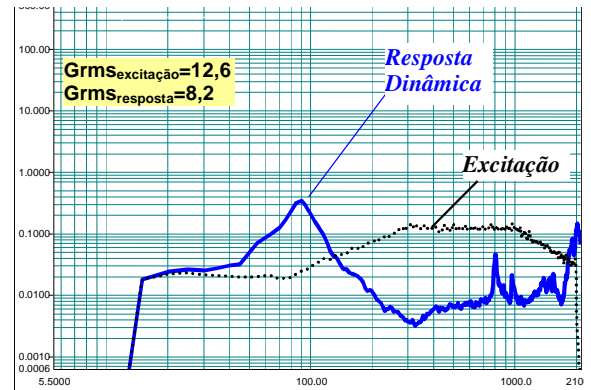


Figura 5.8 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno C-1.

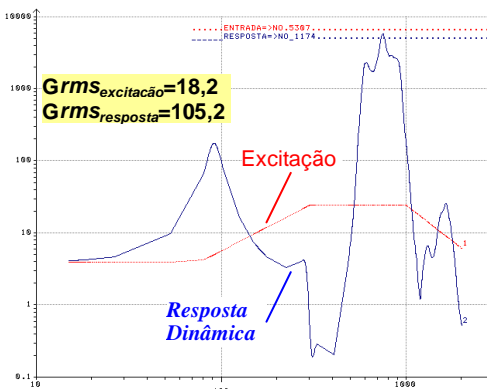
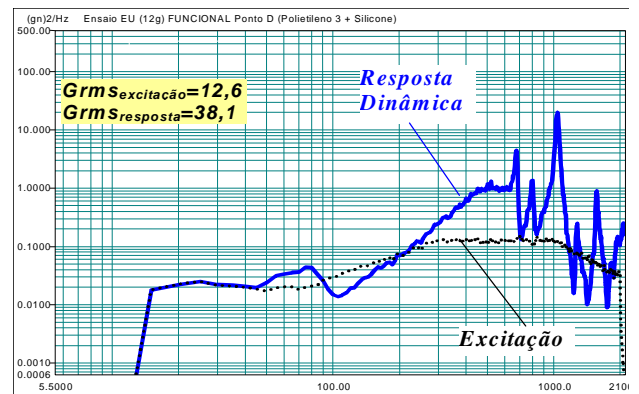


Figura 5.9 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno D-1.

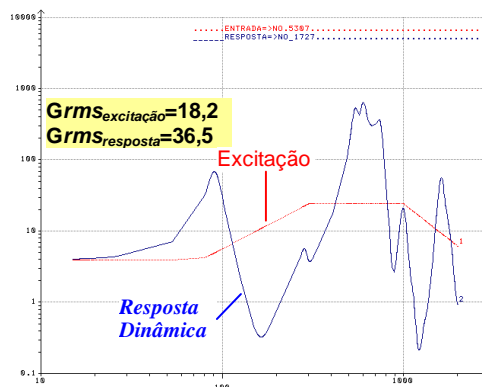
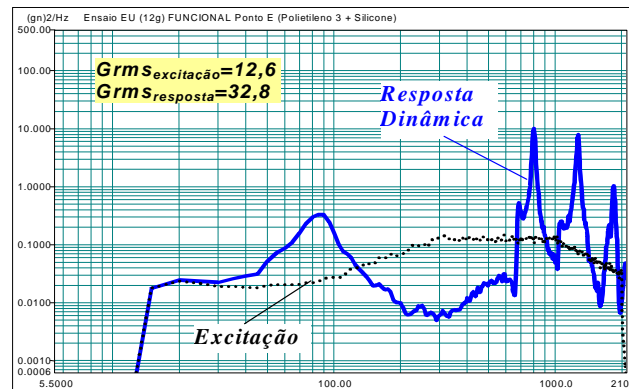
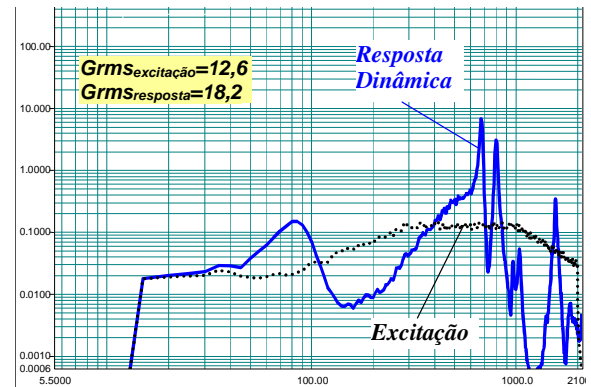


Figura 5.10 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno E-1.



Os valores de densidade espectral de potência das respostas de simulação numérica já está multiplicada por $[g^2]$. Em função de um menor amortecimento e de um sinal de excitação superior, a densidade espectral de potência, o PSD dos valores analisados por elementos finitos são superiores aos dos ensaios, justificando os diferentes valores de amplitude. As diferenças ocorridas no ensaio a partir dos 1.000 [Hz] são decorrentes de uma interferência da dinâmica do próprio dispositivo de ensaio, analisada em outros ensaios no ponto B mostrado anteriormente.

Uma vez que os resultados de simulação são conservativos ao obter-se as tensões estaremos trabalhando a favor da segurança.

Com o modelo ajustado pode-se agora prever as respostas dinâmicas de outros pontos sobre as PCB's onde não foram monitoradas as respostas nos ensaios.

As figuras 5.11 a 5.14 também mostram os resultados das análises por elementos finitos, lado a lado, com os resultados de ensaio. No entanto, os amortecimentos adotados foram os mesmos encontrados nos ensaios. O nível de excitação também foi reduzido para 12,6 G_{RMS} . O intuito aqui é comparar a análise com a mesma excitação e amortecimento dos ensaios.

Os resultados para o ponto externo A, figura 5.11, mostram que a energia G_{RMS} é menor para o caso da análise, provavelmente em decorrência das baixas transmissibilidades da resposta dinâmica após os 1000 Hz quando comparada com os dados de ensaio. Convém lembrar que no caso dos ensaios houve uma interferência do dispositivo para as altas frequências.

Os valores de G_{RMS} obtidos para os pontos internos, figuras 5.12, 5.13 e 5.14, mostram que os dados de análise são sempre um pouco superiores aos mesmos pontos ensaiados. Isto confirma o caráter conservativo da análise já descrito anteriormente.

Observa-se que os valores de densidade espectral de potência de resposta de aceleração, principalmente para o primeiro modo tem valores muito parecidos entre os valores simulados e os ensaiados.

Os resultados numéricos e experimentais apresentaram boa correlação entre si, tanto sobre o ponto de vista das frequências e intensidade da resposta quanto da forma da curva de resposta dinâmica, mostrando a adequação do modelo numérico.

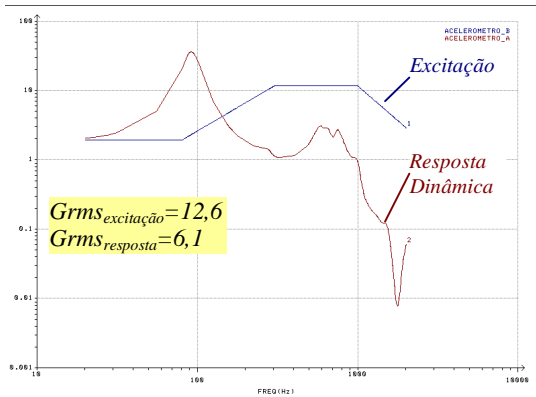


Figura 5.11 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto externo A-2.

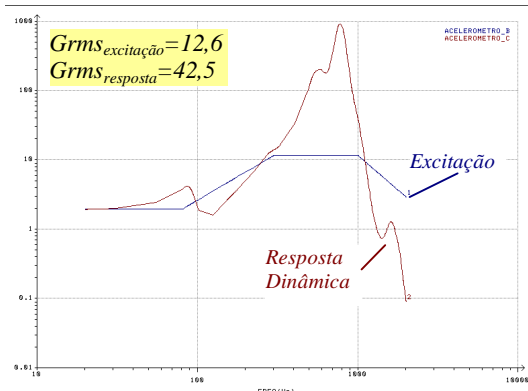
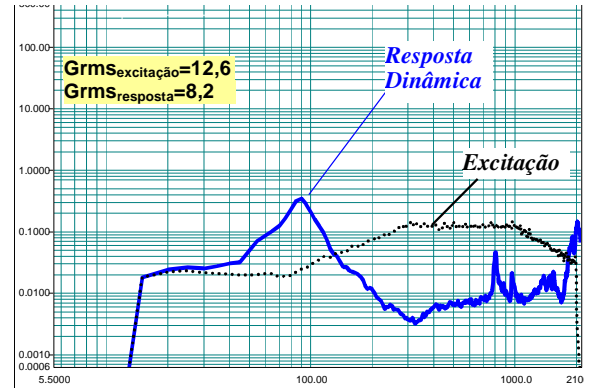


Figura 5.12 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno C-2.

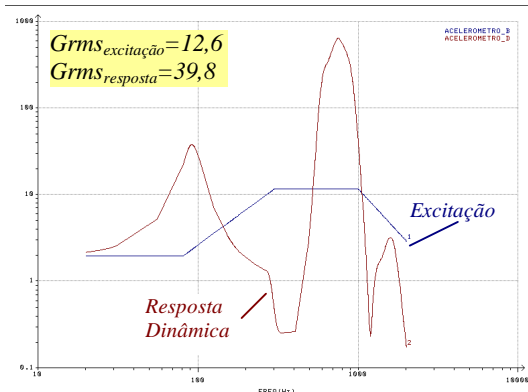
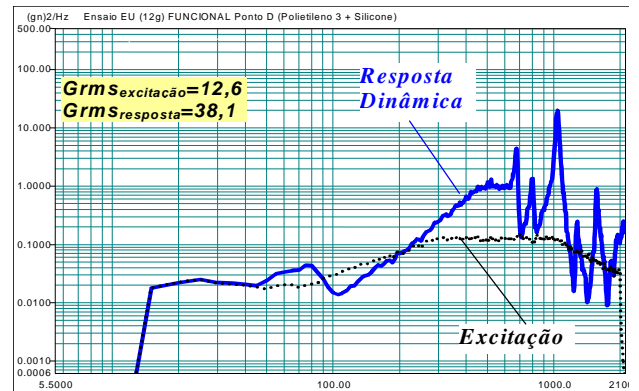


Figura 5.13 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno D-2.

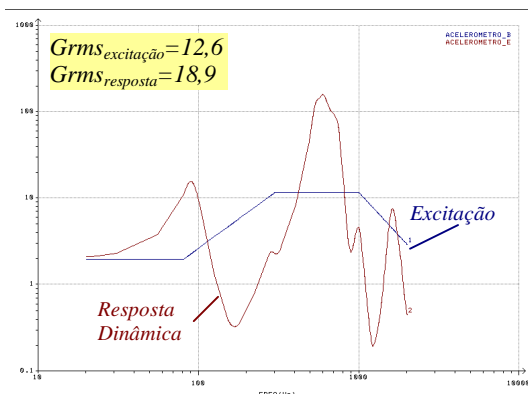
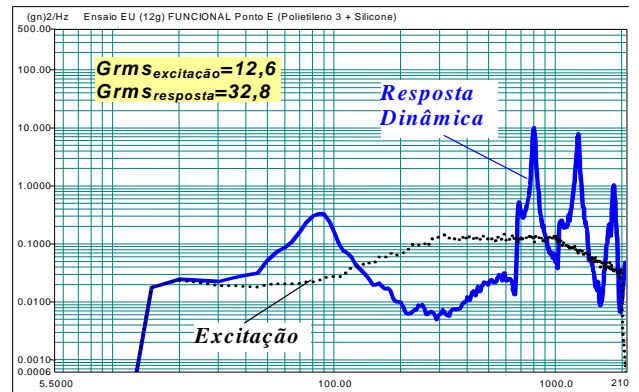
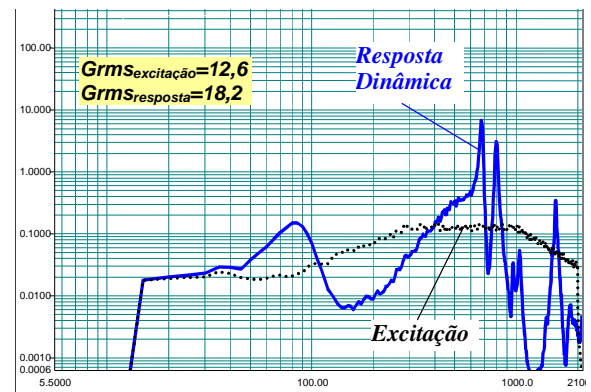


Figura 5.14 - Comparação das respostas dinâmicas do ponto interno E-2.



6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Baseado nos estudos da revisão bibliográfica, concepções diferentes com diversas configurações e materiais foram projetadas e testadas como isoladores de vibração em um equipamento aeronáutico embarcado que contém em seu interior diversos componentes eletrônicos montados em placas de circuito integrado. As soluções propostas satisfizeram as restrições dimensionais que era um dos grandes limitantes do projeto.

Embora o equipamento em questão tenha sido submetido a uma excitação aleatória cobrindo uma larga faixa de frequências (conseqüentemente excitando vários modos) os resultados obtidos estão coerentes com a considerações feitas a partir do modelo de 1 grau de liberdade submetido a excitação harmônica. Os maiores valores de razão de frequência forneceram os menores níveis de vibração.

Dentre os sistemas estudados, os melhores resultados foram obtidos com o uso do polietileno. Tal material é muito flexível, levando a frequências naturais mais baixas, que passam a ocorrer na faixa de frequências anterior ao início das ampliações do sinal de excitação. No entanto, a resistência mecânica do polietileno é baixa comparada à dos demais materiais testados. Logo, para casos com grandes níveis de vibração optou-se pela solução híbrida, onde as arruelas de silicone suportam os esforços de cisalhamento, sujeitando o polietileno somente a esforços de compressão que não provocará falha.

A primeira frequência é da ordem de 90 [Hz] e embora esta seja uma frequência baixa e de grandes amplitudes ela não provocará esforços de fadiga sobre os componentes uma vez que nesta frequência toda a estrutura inclusive as PCB's apresentaram um movimento de corpo rígido, ou seja, não haverá flexão sobre as PCB's.

O fato da frequência ser menor é favorável, pois a primeira ressonância ocorrerá para um baixo sinal de excitação reduzindo ainda mais a transmissibilidade e o nível de energia vibratória sobre o sistema analisado. Isto pode ser visto na figura 3.13, onde a energia de excitação aumenta entre as frequências de 75 a 300 Hz.

O equipamento foi analisado através do método de elementos finitos e as frequências naturais e suas respectivas formas modais foram calculadas, bem como, as respostas dinâmicas decorrentes da excitação aleatória, os deslocamentos e as tensões resultantes.

A comparação entre os dados simulados e os dados experimentais mostraram que o modelo se ajusta bem ao equipamento real por ter propriedades de massa (inércia, CG e massa) bem próximas do real e, conseqüentemente, resultaram em valores de frequências naturais próximos dos resultados experimentais mostrando a adequação do modelo numérico.

Os valores de densidade espectral de potência obtidos na simulação numérica são superiores aos valores reais em função do menor fator de amortecimento adotado (10% para o primeiro modo e 5% para os demais modos) e dos maiores níveis de excitação aleatória aplicados ao modelo, e com isto as tensões obtidas na análise numérica tendem a ser superiores aos valores que ocorrerão nos ensaios e durante o funcionamento do equipamento, mas ainda assim garantem que o equipamento operará dentro de margem de segurança positivas.

Uma simulação numérica com os mesmos níveis de amortecimento e com a mesma excitação do equipamento ensaiado foi feita e mostrou uma boa correlação entre os dados ensaiados e os dados analisados. Para os pontos internos ao equipamento os valores obtidos na simulação foram pouco superiores ao encontrados nos ensaios confirmando que a análise é conservativa e garantindo que o equipamento suportaria os ensaios de qualificação.

A simulação numérica nos permite reproduzir o sistema que será ensaiado, aplicar as cargas de ensaio e prever as tensões a que o equipamento estará submetido. Assim, podendo identificar possíveis falhas ou verificar a adequação das opções de projeto adotadas.

A simulação também permite a estimativa dos níveis de aceleração para pontos da PCB's que não foram monitorados por acelerômetros durante os ensaios e reduzir o número de protótipos a serem fabricados e ensaiados

A inclusão dos isoladores para a estrutura externa promoveu uma redução do nível de energia de vibração RMS de 50 [g^2/Hz] para 8 [g^2/Hz] ou seja, uma redução

do nível de energia de vibração RMS em 84% sobre os componentes eletrônicos (resultados de ensaios).

Devido às ressonâncias e altas transmissibilidades a solução sem os isoladores estaria comprometendo os componentes eletrônicos e sujeitando os mesmos a uma fadiga excessiva. A inclusão de isoladores na configuração híbrida garantiu uma redução do nível de energia de vibração RMS de 121 [g²/Hz] para 18 [g²/Hz] sobre os componentes eletrônicos, ou seja, uma redução do nível de energia de vibração RMS em 85% sobre os componentes eletrônicos (resultados de ensaios).

Pode-se ressaltar que a redução do nível de energia sobre o sistema possibilita o uso de componentes eletrônicos não militares e conseqüentemente mais baratos, o que é uma tendência internacional ou mesmo utilizar componentes eletrônicos sensíveis a vibração, tais como cristais e relês.

Por fim pode-se afirmar que os objetivos da dissertação foram atendidos com a redução dos níveis de energia na ordem de 85% e a obtenção de um equipamento, juntamente com o sistema de isolamento de vibrações, que suportou aos níveis de vibração aleatória dos ensaios de qualificação.

Como sugestão a trabalhos futuros pode-se efetuar análises não lineares objetivando uma melhor representação do comportamento não linear dos isoladores de vibração e estudos de fadiga sobre os componentes eletrônicos com o uso de isoladores de vibração.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, F. E., SILVA, F. A., SOUTO, C. A., DUARTE, J. A. A., 2006, “Ensaio Dinâmicos de Dispositivos de Isolamento de Vibrações Aplicados em Equipamentos Aeronáuticos Embarcados”, CONEM, Recife, PE.

ALMEIDA, F. E., SILVA, F. A., SOUTO, C. A., DUARTE, J. A. A., 2006, “Análise por Elementos Finitos do Comportamento Dinâmico de Equipamentos Embarcados com Dispositivos Isoladores de Vibração”, CONEM, Recife, PE.

BATHE, K. J., 1996; “Finite Element Procedures; Prentice-Hall”, Englewood Cliffs. New Jersey, USA.

BENDAT, J. S., PIERSOL A. G., 2000, “Random Data – Analysis & Measurement Procedures”, John Wiley & Sons, Inc, New York, USA.

BISMARCK-NASR, M. “Structural Dynamics in Aeronautical Engineering”, AIAA Education Series, Reston, Virginia, USA, 1999

BRANDÃO, P. M., 1996, “Fundamentos da Dinâmica de Estruturas”, PROPESA, CTA, São José dos Campos, SP.

COSMOS-M, User’s Guide.

CRAIG, R. R., 1981, “Structural Dynamics”, Wiley, New York.

EWINS, D.J., 1984 “Modal Testing:theory and practice” Somerset: Research Studies Press Ltd.

FILHO, A. A. ; 2005; “Elementos Finitos A Base da Tecnologia CAE / Análise Dinâmica”; Editora Érica; SP; Brasil.

FILHO, A. A., 2000, “Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE”, Editora Érica, SP, Brasil.

FORREST, J. A., 2006, “Experimental modal analysis of three small-scale vibration isolator models”, Journal of Sound and Vibration, 289 (2006), 382-412.

FOSNESS, E. R., SCIULLI, D., HASKETT, C. S., MEINK T., 1999, “Secondary Payload Adapter For EELV”, American Institute of Aeronautics & Astronautics, AIAA 99-4619.

GENTA, G. “Vibration of Structures and Machines – Pratical Aspects , Springer Verlag, New York ,1993

HARRIS, C. M., CREDE C. E., 2001, “Harris’ Shock And Vibration Handbook”, McGraw – Hill Book Company.

HIEBER, G.M., “Speaking in a random fashion” Proceedings of Institute of Environmental Sciences – Design Electronic Equipment for Random Vibration Environments, Los Angeles, USA, 1982

INMAN, D. J., 1984, “Engineering Vibration”, Prentice-Hall, Englewood Cliffs. New Jersey, USA.

INMAN, D. J., SCIULLI, D., 1998, “Isolation Design For a Flexible System”, Journal of Sound and Vibration, 216(2), 251-267.

JACQUOT, R.G., 2001, “Suppression of Random Vibration in Plates Using Vibration Absorbers”, ”, Journal of Sound and Vibration, 248(4), 585-596.

KEFU, LIU, 2004, “The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result”, Journal of Sound and Vibration, 284 (2005) 1181-1189.

KELLY, S. GRAHAM, 1993 “Fundamentals of Mechanical Vibration”, Mc.Graw Hill.

NEWLAND D. E.; 2005; “An Introduction to Random Vibration and Spectral and Wavelet Analysis”; 3ª Edição, Dover Publications, Mineola, New York, USA.

NORMA MIL-STD-810D, “Environmental Test Methods and Engineering Guidelines”, 19-07-1983.

PETYT, M. Introduction to Finite element Vibration Analysis”, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1990

REN, M. Z., 2001, “A variant Design of The Dynamic Vibration Absorber”, Journal of Sound and Vibration, 245(4),762-770.

SHOUP, T. E., 1971, “Shock and Vibration Isolation Using a Nonlinear Elastic Suspension”, American Institute of Aeronautics & Astronautics, AIAA Vol. 9, No. 8.

SILVA,C. W., 2005, “Vibration and Shock Handbook (Mechanical Engineering)”, CRC, Boca Raton, Florida, USA

STEINBERG, D.S., 1988, “Vibration Analysis for Electronic Equipment”, John Wiley & Sons, Inc, New York,USA.

THOMSON, W. T., 1997 “Theory of Vibration with Applications”, 5 th edition, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, USA.

VENTURA, C. E., FINN, W. D. L., LORD, J. F., FUJITA N., 2003, “Dynamic characteristics of a base isolated building from ambient vibration measurements and low level earthquake shaking”, Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 23(2003), 313-322.

VEPRIK, A. M., BABITSKY, V. I., 2000, “Vibration Protection of Sensitive Electronic Equipment from Harsh Harmonic Vibration”, Journal of Sound and Vibration, 238(1), 19-30.

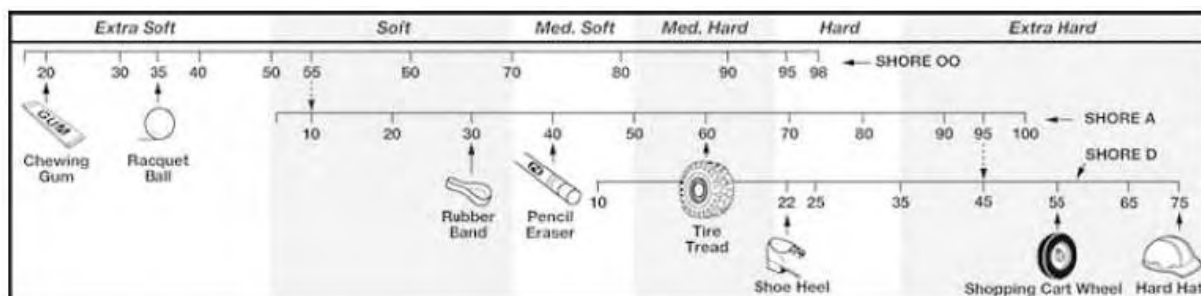
VEPRIK, A. M., 2003, “Vibration Protection of Critical Components of Electronic Equipment in Harsh Environmental Conditions”, Journal of Sound and Vibration, 259(1), 161-175.

WILKE, S. P., JOHNSON, 1988, “Whole-Spacecraft Passive Launch Isolation”, Journal of Space and Rocket, Vol. 35, No. 5.

WIRSCHING, P. H., PAEZ T. L., ORTIZ K., 1995, “Random Vibrations: Theory and Practice (Hardcover)”, Wiley, New York.

ZHENG, G. T., 2003, “Parametric Studies of the Whole Spacecraft Vibration Isolator”, Vol 41, No. 9.

ANEXO A – Tabela de durezas



(Perspectives on Science & Technology Lessons in Units of Measure; Disponível em: http://www.units-of-measure.com/files/PDF/Durometer_Scale_Image.pdf; acesso em 15/06/2006)

ANEXO B – Informações do acelerômetro

APPLICATION		
NEXT ASS'Y	USED ON	VAR

REVISIONS				
REV	DESCRIPTION	ECN	DATE	APP'D
A	CORRECTED ACCESSORIES	14660	2/11/02	
B	EDITED DIMENSIONS	15185	4/10/02	<i>dmh/rz</i>

17764

ISO VIEW
SCALE: NONE

CABLE 030A10
MINI COAXIAL TO
1C-32 COAXIAL PLUG

6 BE CAREFUL TO NOT APPLY "QUICK BONDING GEL" TO CONNECTOR THREADS, IMPROPER CONNECTOR MATING WILL RESULT.

5.) SEE SHEET 2 OF 2 FOR CABLE STRAIN RELIEF AND REMOVAL INFORMATION.

4 DO NOT MOUNT ON THIS SURFACE.

3 FOR SEMI-PERMANENT MOUNTING USE MODEL 080A90 "QUICK BONDING GEL" OR EQUIVALENT.

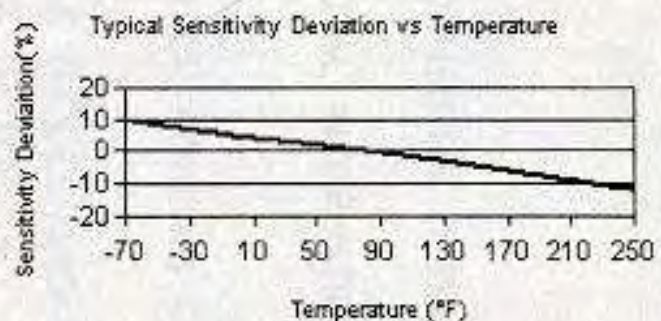
2 FOR TEMPORARY MOUNTING APPLICATIONS, USE PETRO WAX (MODEL 080A109). APPLY APPROXIMATELY 5 POUNDS[22 NEWTONS] OF FORCE TO TOP OF ACCELEROMETER CREATING A THIN BUT HOMOGENEOUS LAYER OF WAX.

1 RECOMMENDED MOUNTING SURFACE SHOULD BE FLAT TO WITHIN .003[.08] TIR OVER $\phi .250[\phi 6.35]$ WITH A $32\sqrt{[0.8\sqrt{]}}$ FINISH FOR BEST RESULTS.

UNLESS SPECIFIED TOLERANCES		DRAWN <i>SMF 4/10/02</i>		MFG <i>JS 4/10/02</i>		 3425 WALDEN AVE. DEPEW, NY 14043 (716) 684-0001 EMAIL: SALES@PCB.COM	
DIMENSIONS IN INCHES	DIMENSIONS IN MILLIMETERS (IN BRACKETS)	CHK'D <i>em 4/10/02</i>	ENGR <i>MB 4/10/02</i>	SALES <i>WDC 4/10/02</i>			
DECIMALS XX ±.01 XXX ±.005	DECIMALS XX ±0.3 XXX ±0.13	APP'D <i>dmh 4/10/02</i>					
ANGLES ±2 DEGREES	ANGLES ±2 DEGREES	INSTALLATION DRAWING MODEL 352C23 ACCELEROMETER				SCALE: 6X	SHEET 1 OF 2
FILLETS AND RADII .003 - .005	FILLETS AND RADII [0.07 - 0.13]	DD011 REV. B 03/13/98					

PCB Piezotronics, Inc. claims proprietary rights in the information disclosed herein. Neither it nor any reproduction thereof will be disclosed to others without written consent of PCB Piezotronics, Inc.

Performance	ENGLISH	SI	
Sensitivity ($\pm 15\%$)	5 mV/g	0.5 mV/(m/s ²)	
Measurement Range	± 1000 g pk	± 9810 m/s ² pk	
Frequency Range ($\pm 5\%$)	2.0 to 10000 Hz	2.0 to 10000 Hz	
Frequency Range ($\pm 10\%$)	1.5 to 15000 Hz	1.5 to 15000 Hz	
Frequency Range (± 3 dB)	0.7 to 25000 Hz	0.7 to 25000 Hz	
Resonant Frequency	≥ 70 kHz	≥ 70 kHz	
Broadband Resolution (1 to 10000 Hz)	0.003 g rms	0.03 m/s ² rms	[1]
Non-Linearity	$\leq 1\%$	$\leq 1\%$	[2]
Transverse Sensitivity	$\leq 5\%$	$\leq 5\%$	
Environmental			
Overload Limit (Shock)	± 10000 g pk	± 98000 m/s ² pk	
Temperature Range (Operating)	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C	
Temperature Response	See Graph	See Graph	
Electrical			
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	
Output Impedance	≤ 200 ohms	≤ 200 ohms	
Output Bias Voltage	7 to 11 VDC	7 to 11 VDC	
Discharge Time Constant	0.1 to 1.0 sec	0.1 to 1.0 sec	
Settling Time (within 10% of bias)	<3 sec	<3 sec	
Spectral Noise (1 Hz)	1500 μ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	14715 (μ m/s ²) $\sqrt{\text{Hz}}$	[1]
Spectral Noise (10 Hz)	400 μ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	3924 (μ m/s ²) $\sqrt{\text{Hz}}$	[1]
Spectral Noise (100 Hz)	120 μ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	1177 (μ m/s ²) $\sqrt{\text{Hz}}$	[1]
Spectral Noise (1 kHz)	30 μ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	294 (μ m/s ²) $\sqrt{\text{Hz}}$	[1]
Spectral Noise (10 kHz)	20 μ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	196 (μ m/s ²) $\sqrt{\text{Hz}}$	[1]
Electrical Isolation (Base)	$> 10^8$ ohms	$> 10^8$ ohms	
Physical			
Sensing Element	Ceramic	Ceramic	
Sensing Geometry	Shear	Shear	
Housing Material	Anodized Aluminum	Anodized Aluminum	
Sealing	Epoxy	Epoxy	
Size (Height x Length x Width)	0.11 in x 0.34 in x 0.16 in	2.8 mm x 8.6 mm x 4.1 mm	
Weight	0.007 oz	0.2 gm	[1]
Electrical Connector	3-56 Coaxial Jack	3-56 Coaxial Jack	
Electrical Connection Position	Side	Side	
Mounting	Adhesive	Adhesive	



All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.

ICP[®] is a registered trademark of PCB Group, Inc.

Entered: JJB	Engineer: JJB	Sales: CSA	Approved: BAM	Spec Number:
Date: 4/10/2002	Date: 4/10/2002	Date: 4/10/2002	Date: 4/10/2002	17738
			Phone: 715-684-0001 Fax: 716-685-3886 E-Mail: vibration@pcb.com	
VIBRATION DIVISION 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043				