

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM CABOS SINGELOS DAS LINHAS DE
TRANSMISSÃO AÉREAS DE ENERGIA ELÉTRICA ATRAVÉS DE
NEUTRALIZADORES VISCOELÁSTICOS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO HENRIQUE TEIXEIRA

11/12/97

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1997

**CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM CABOS SINGELOS DAS LINHAS DE
TRANSMISSÃO AÉREAS DE ENERGIA ELÉTRICA ATRAVÉS DE
NEUTRALIZADORES VISCOELÁSTICOS**

PAULO HENRIQUE TEIXEIRA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
VIBRAÇÕES E ACÚSTICA, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**



Prof. José João de Espíndola, Ph.D.
Orientador



Prof. Abelardo Alves de Queiróz, Ph.D.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA



Relator: Nelson Back, Ph.D.



Clóvis Sperb de Barcellos, Ph.D.



Carlos Alberto Bavastri, Dr.

À memória de minha querida mãe...

AGRADECIMENTOS

- ◇ A ITAIPU BINACIONAL, pela confiança em mim depositada para a realização desta especialização,
- ◇ A UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, pela organização, pela dedicação aos cursos de pós-graduação,
- ◇ A Mariza, Paula e Camila, pelo amor, pela compreensão e paciência que tiveram no ano que moramos em Florianópolis,
- ◇ Ao Prof. Espíndola, mestre dedicado, de tão amplo conhecimento e de caráter exemplar, pelos conhecimentos e pela amizade, tanto sua, como de sua esposa,
- ◇ Ao Carlos Bavastri (Carlito), pelo incentivo, pela amizade, pelo apoio que me deu; a sua esposa Beth e sua filha Akemi,
- ◇ A todos os professores do Laboratório de Vibrações e Acústica,
- ◇ Ao Adolfo Sanada, pelo apoio e pelo conhecimento transmitido sobre as linhas de transmissão,
- ◇ Ao Marcelo Latini, José Paulo, Nelson, Atuy, Armoa, Edson, Neves, Mena, Borges e Arcadio, pela amizade e pelo apoio nestes anos,
- ◇ Ao Henry, amigo e modelo de esforço e dedicação onde busquei, nas horas difíceis, um belo exemplo de vida,
- ◇ Ao Carlos Augusto e seu pessoal, sem os quais os ensaios de campo não poderiam ser realizados,
- ◇ Ao Sheik, Zenite, Raul, Marilu, Sr. Nilson Figueiredo e D. Lurdes, pela excelente acolhida em Florianópolis.

BIOGRAFIA

O autor nasceu em 10 de Outubro de 1959 em Poços de Caldas, MG, onde concluiu o ensino de primeiro grau no Colégio Marista.

Em 1976 concluiu o curso “Técnico em Eletrônica”, pela Escola Técnica de Eletrônica de Santa Rita do Sapucaí, MG, tendo trabalhado como técnico em eletrônica no período de Janeiro a Agosto de 1997 na FUNBEC - “Fundação para o Ensino de Ciências”.

É engenheiro mecânico pela EFEI - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, tendo concluído o curso em Junho de 1984. É registrado no CREA, MG sob o nº 37.120 de 17.01.1985.

Trabalhou na BBC - “Brown Boveri do Brasil”, no período de Junho de 1985 a Maio de 1987.

Trabalha desde de Junho de 1987 no Departamento de Engenharia e Manutenção da ITAIPU BINACIONAL, na Divisão de Laboratório, no setor de Ensaio Eletro-Mecânicos.



Paulo Henrique Teixeira

SUMÁRIO

BIOGRAFIA.....	v
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	xi
LISTA DE TABELAS.....	xv
SIMBOLOGIA E CONVENÇÕES.....	xvi
RESUMO.....	xxi
ABSTRACT.....	xxii
1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - Origem do Estudo.....	1
1.2 - Histórico.....	4
2 - REVISÃO LITERÁRIA	
2.1 - Introdução.....	13
2.2 - Quantidades Equivalentes Generalizadas para um Neutralizador Simples.....	15
2.3 - Tratamento Modo a Modo.....	22
2.4 - Otimização em Uma Faixa de Frequência Através da TPNL.....	25

2.5 - Mecanismo de Movimento do Cabo	28
--	----

3 - MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 - Medições no Campo	33
3.1.1 - Topologia das Linhas de Transmissão de ITAIPU	33
3.1.2 - Medições Realizadas por FURNAS.....	34
3.1.3 - Medições Especiais.....	36
3.2 - Escolha da Faixa de Frequência dos Ensaios.....	39
3.3 - Ensaios de Vibração na Bancada de Testes.....	40
3.3.1 - Introdução	40
3.3.2 - Discretização do Cabo	40
3.3.3 - Configurações das Bancadas.....	41
3.3.4 - Configurações dos Instrumentos.....	44
3.3.5 - Metodologia Utilizada nas Medições	45
3.4 - Identificação dos Parâmetros Modais.....	46
3.4.1 - MODENT.....	46
3.4.2 - MESHGEN	49
3.4.3 - MODESH.....	49
3.4.4 - MODAQ.....	50
3.5 - Cálculo dos Neutralizadores em Banda Larga.....	50
3.5.1 - Variável de Projeto e Função Objetivo.....	50
3.5.2 - Método de Programação Não Linear	50
3.5.3 - Esquema Básico na Busca dos Parâmetros Otimizados.	51

4 - RESULTADOS

4.1 - Medições no Campo	52
4.1.1 - Introdução	52
4.1.2 - Frequência Natural do Vão	53
4.1.3 - Resultados das Medições	53
4.1.4 - Comentários	55
4.2 - Bancada com Esferas e Stockbridges	57
4.2.1 - Introdução	57
4.2.2 - Função Resposta em Frequência com Excitação no Ponto 02.....	57
4.2.3 - Função Resposta em Frequência com Excitação no Ponto 22.....	59
4.2.4 - Parâmetros Modais do Cabo com Esferas e Stockbridge.....	61
4.2.5 - Estrutura Deformada - Modos de Vibrar	62
4.2.6 - Comentários	64
4.3 - Ensaio na Bancada com o Cabo Livre	67
4.3.1 - Introdução	67
4.3.2 - Função Resposta em Frequência para Excitação no Ponto 2.....	67
4.3.3 - Parâmetros Modais.....	68
4.3.4 - Estrutura Deformada.....	69
4.3.5 - Parâmetros Otimizados	71
4.3.6 - Influência do Número de Modos a Controlar nos Parâmetros Otimizados	72
4.3.7 - Cálculo dos Neutralizadores	74
4.4 - Bancada com Stockbridges	76
4.4.1 - Introdução	76
4.4.2 - Determinação de Pontos Nodais	77
4.4.3 - Parâmetros Modais.....	78

4.4.4 - Estrutura Deformada.....	78
4.4.5 - Comparação entre o Stockbridge Convencional e o Neutralizador Elastomérico	79
4.4.6 - Comparação dos Fatores de Perda Modais	80
4.5 - Comparações Globais	80

5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 - Conclusões	82
5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	83

ANEXO 1 - QUANTIDADES EQUIVALENTES GENERALIZADAS DE UM

NEUTRALIZADOR SIMPLES	85
------------------------------------	-----------

ANEXO 2 - DADOS DO CABO PARTRIDGE, ESFERA E STOCKBRIDGE

A 2.1 - Introdução	90
A 2.2 - Características do Cabo PARTRIDGE	90
A 2.3 - Características da Esfera de Sinalização Diurna.....	91
A 2.4 - Características do STOCKBRIDGE	91

ANEXO 3 - VERIFICAÇÃO DA SENSIBILIDADE DA CÉLULA DE CARGA B&K 8200

A 3.1 - Introdução	93
A 3.2 - Materiais e Métodos.....	93
A 3.3 - Resultados	95

ANEXO 4 - ENSAIOS ELÉTRICOS NO CABO PÁRA-RAIOS

A 4.1 - Introdução	96
--------------------------	----

A 4.2 - Medição de Corrente no Campo	96
A 4.3 - Ensaio de Corrente no Cabo em Bancada.....	97

ANEXO 5 - DETERMINAÇÃO DO PRODUTO EI DO CABO PARTRIDGE

A 5.1 - Revisão Bibliográfica.....	99
A 5.2 - Resultados dos Ensaios	105

ANEXO 6 - MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO NAS LINHAS DE TRANSMISSÃO - FURNAS

A 6.1 - Medição de Vibração no Cabo Pára-Raios do Vão 614/615	107
A 6.2 - Comentários	108

ANEXO 7 - ENSAIOS COMPARATIVOS DA EFICIÊNCIA DE DISPOSITIVOS

DE CONTROLE DE VIBRAÇÃO

A 7.1 - Introdução	109
A 7.2 - Descrição do Ensaio.....	110
A 7.2.1 - Bancada de Ensaios.....	110
A 7.2.2 - Metodologia	110
A 7.2.3 - Diagrama e Instrumentos Utilizados.....	112
A 7.2.4 - Dados do Cabo e do Vão Experimental.....	112
A 7.2.5 - Resultados	113
A 7.3 - Comentários Sobre os Resultados dos Ensaios.....	116

6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	118
--	------------

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 - Detalhe do local do rompimento do cabo pára-raios.	1
FIGURA 2 - Cabo pára-raios rompido por efeito de vibração eólica.	2
FIGURA 3 - Detalhes de falhas no cabo na região de fixação da esfera.	3
FIGURA 4 - Exemplo de cabo OPGW.	4
FIGURA 5 - Exemplo de cabo CAA - Partridge 26 fios de alumínio e 7 de aço.	5
FIGURA 6 - Festão (BRETELLE).	6
FIGURA 7 - Stockbridge convencional.	7
FIGURA 8 - Representação do sistema composto.	14
FIGURA 9 - Fixação do neutralizador no sistema primário.	14
FIGURA 10 - Diagrama esquemático de um neutralizador dinâmico simples.	16
FIGURA 11 - Sistemas equivalentes.	18
FIGURA 12 - Variação de $\eta(\Omega)$ e $G(\Omega)$ com a frequência.	28
FIGURA 13 - Efeito do número de Reynolds sobre um cabo condutor cilíndrico.	30
FIGURA 14 - Relação entre o número de Reynolds e o número de Strouhal.	31
FIGURA 15 - Atividades Principais.	32
FIGURA 16 - Diagrama das linhas de transmissão de Itaipu-Furnas.	34

FIGURA 17 - Medidor de vibrações Ontario Hydro.....	35
FIGURA 18 - Anemógrafo Meteorology Research Inc.	35
FIGURA 19 - Diagrama da configuração dos ensaios de campo.	36
FIGURA 20 - Detalhes dos equipamentos de medição	37
FIGURA 21 - Detalhe de montagem dos acelerômetros B&K 4370 para utilização no campo..	38
FIGURA 22 - Instrumentos utilizados para medições no campo.....	38
FIGURA 23 - Amplificadores de Carga.....	39
FIGURA 24 - Dimensões da bancada de ensaios.	41
FIGURA 25 - Bancada de testes e instrumentos para o cabo livre.....	42
FIGURA 26 - Bancada para teste com as esferas de sinalização aéreas.....	43
FIGURA 27 - Bancada para teste com os stockbridges.	43
FIGURA 28 - Detalhe da fixação do acelerômetro no cabo.	43
FIGURA 29 - Excitador eletrodinâmico e célula de carga.	44
FIGURA 30 - Excitação “Burst Chirp” 70%.	45
FIGURA 31 - Seqüência de cálculos utilizada com o MODENT	48
FIGURA 32 - Animação	49
FIGURA 33 - Esquema básico para cálculo dos parâmetros otimizados	51
FIGURA 34 - Densidade espectral Acelerômetros 1, 2 e 3 - Cabo com esferas e stockbridges.....	54
FIGURA 35 - Sinal no tempo - Acelerômetros 1, 2 e 3 - Cabo com esferas e stockbridges.	54
FIGURA 36 - Densidade espectral Acelerômetros 4 e 6 - Cabo só com stockbridges.....	55
FIGURA 37 - Sinal no tempo - Acelerômetros 4 e 6 - Cabo só com stockbridges.	55
FIGURA 38 - Detalhe do flange de fixação da esfera danificado.	57
FIGURA 39 - FRFs no centro e em pontos adjacentes a uma das esferas.	58
FIGURA 40 - FRF ₂₂₋₂₂ - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.....	59

FIGURA 41 - FRF ₂₋₂₂ - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.	60
FIGURA 42 - FRF ₂₀₋₂₂ - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.	60
FIGURA 43 - 2º modo - frequência: 48,7 [Hz] - cabo com 2 esferas 2 stockbridges - 81 pontos.	63
FIGURA 44 - 1º modo - frequência: 40 [Hz] - lado esquerdo - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.	63
FIGURA 45 - Sexto modo de vibrar - meio das esferas - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.	64
FIGURA 46 - Montagem do stockbridge no vão entre as esferas com helicóptero.	65
FIGURA 47 - FRF ₂₋₂ - cabo livre - módulo e fase - identificação pelo IDENT.	68
FIGURA 48 - FRF ₂₋₂ - cabo livre - módulo - receptância.	68
FIGURA 49 - Representação dos modos de vibrar do cabo livre, na faixa de frequência sob ensaio.	70
FIGURA 50 - Comparação entre a FRF ₂₋₂ , com e sem neutralizador - Cabo Livre.	71
FIGURA 51 - Influência da faixa de frequência e número de modos no amortecimento e massa.	73
FIGURA 52 - Influência da faixa de frequência e numero de modos nas frequências dos neutralizadores.	73
FIGURA 53 - Características do elastômero.	74
FIGURA 54 - FRF ₅₋₅ - receptância - cabo com dois stockbridges.	77
FIGURA 55 - Estrutura deformada Stockbridges convencionais.	78
FIGURA 56 - Comparação da FRF ₅₋₅ - stockbridges convencionais e neutralizadores otimizados.	79
FIGURA 57 - Comparação dos fatores de perda modais.	80
FIGURA 58 - Comparações Globais.	81
FIGURA 59 - Diagrama de um neutralizador simples.	85

FIGURA 60 - Diagrama de corpo livre.....	85
FIGURA 61 - Equivalência entre sistemas	89
FIGURA 62 - Esfera de sinalização aérea diurna SADE.....	91
FIGURA 63 - Stockbridge SADE.	92
FIGURA 64 - Croqui da configuração utilizada.	93
FIGURA 65 - Massa Aparente da célula de carga B&K 8200.....	95
FIGURA 66 - Temperatura x Tensão de Ruptura em 1000 horas.	98
FIGURA 67 - Relação das frequências naturais calculada e medida e o produto EI equivalente.....	106
FIGURA 68 - Diagrama Frequência x Deslocamento.	107
FIGURA 69 - Previsão de vida útil do cabo.	107
FIGURA 70 - SVD.....	109
FIGURA 71 - Vão experimental para avaliação da eficiência de amortecedores de vibração. .	110
FIGURA 72 - Diagrama da bancada e instrumentos utilizados.....	112
FIGURA 73 - Cabo Livre.....	113
FIGURA 74 - Stockbridges.....	114
FIGURA 75 - Stockbridges e esferas.....	114
FIGURA 76 - Stockbridges, esferas e alça pré-formada.....	115
FIGURA 77 - Stockbridges, esferas e SVD.....	115
FIGURA 78 - Stockbridges, esferas e stockbridges.....	116
FIGURA 79 - Montagem do stockbridge próximo a esfera na linha de transmissão.	117

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Parâmetros modais FRF ₂₂₋₂₂ - Cabo com esferas e stockbridges.....	59
TABELA 2 - Parâmetros modais da FRF ₂₀₋₂₂ - Cabo com esferas e stockbridges.....	61
TABELA 3 - Parâmetros modais do cabo com esferas e stockbridge.....	61
TABELA 4 - Cabo livre - frequências naturais medidas e fatores de perdas modais.....	69
TABELA 5 - Parâmetros otimizados dos neutralizadores viscoelásticos.....	71
TABELA 6 - Parâmetros modais para o cabo com stockbridges convencionais - Global-M.....	78
TABELA 7 - Características do cabo CAA - <i>PARTRIDGE</i>	90
TABELA 8 - Correntes medidas nos cabos pára-raios.....	96
TABELA 9 - Ensaio em bancada de aquecimento do CAA.....	97
TABELA 10 - Frequências calculada, medida e EI equivalente do cabo <i>Partridge</i>	105
TABELA 11 - Valores de EI.....	106
TABELA 12 - Valor global da vibração em cada acelerômetro [mm.s ⁻¹ rms].....	113

SIMBOLOGIA E CONVENÇÕES

$[\bar{\alpha}(\Omega)]$	Matriz de receptância do sistema primário, após colocação dos neutralizadores.
$[\bar{\alpha}_0(\Omega)]$	Matriz de receptância do sistema primário.
ε_a	$\frac{\Omega}{\Omega_a}$
$[\phi]$	Matriz modal, formada pelos autovetores do sistema primário, (n x n), onde n é o número de graus de liberdade do sistema primário.
$[\hat{\Phi}]$	Matriz modal truncada, formada pelos autovetores do sistema primário, (n x \hat{n}).
Φ_{ks}	Elemento da linha k e coluna s da matriz de autovetores do sistema primário.
$\eta(\theta, \Omega)$	Fator de perda do material elastomérico; em função da temperatura θ e da frequência Ω .
$\eta(\Omega)$	Fator de perda do material elastomérico. θ é omitido por simplicidade de notação.
μ	Relação entre a massa do neutralizador e do sistema primário, com um grau de liberdade.
μ_j	Relação de massa modal.
μ_l	Densidade linear do cabo [kg.m ⁻¹].

θ	Temperatura [°C].
Ω	Frequência circular [s^{-1}].
Ω_a	Frequência de antiressonância na base do neutralizador dinâmico.
Ω_1	Frequência inferior na faixa de análise – TPNL.
Ω_2	Frequência superior na faixa de análise – TPNL.
A_{1c}, A_{2c}	Áreas de cisalhamento do elastômero nos neutralizadores.
ACC	Abreviação de Acelerômetro.
B&K	Bruel & Kjør
C	$\frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2}$, constante de multiplicação do fator de perda do elastômero – TPNL.
$[\tilde{c}]$	Matriz quadrada associada com a distribuição de amortecimento inerente ao sistema primário, a distribuição de c_{eq} e das coordenadas generalizadas.
$[\hat{c}_A(\Omega)]$	Matriz de amortecimento equivalente, no sub-espço modal ($\hat{n} \times \hat{n}$)
$c_{eq}(\Omega)$	Amortecimento equivalente generalizado.
$[\hat{D}]$	Matriz acoplada no sub-espço modal, que contém informações do sistema composto.
$[\hat{D}_0]$	Matriz de resposta em frequência do sistema primário no sub-espço modal.
E	Módulo de elasticidade [$N.m^{-2}$]
f	Frequência [Hz].
$f(t)$	Excitação exterior. Para um sistema de n graus de liberdade é um vetor de excitações ($n \times 1$).
F	Transformada de Fourier.
$F(\Omega)$	Transformada de Fourier de $f(t)$; $F(f(t)) = F(\Omega)$
FFT	Fast Fourier Transform. (Transformada rápida de Fourier)

FRF	Função resposta em frequência.
g	Aceleração da gravidade; $g = 9,81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$.
$\bar{G}(\theta, \Omega)$	Módulo complexo de cisalhamento dinâmico do elastômero, em função da temperatura θ e da frequência Ω .
$\bar{G}(\Omega)$	Módulo complexo de cisalhamento dinâmico do elastômero, omite-se θ por simplicidade de notação.
$G(\Omega)$	Parte real de $\bar{G}(\Omega)$.
$\bar{H}(\Omega)$	Resposta em frequência de um sistema de um grau de liberdade.
HP	Hewlet Packard
Hz	Abreviação de Hertz (frequência)
i	$\sqrt{-1}$.
I	Momento de inércia de área [m^4].
ICATS	Imperial College, Analysis, Testing and Software. Software para análise modal.
\Im	Parte imaginária de um número complexo.
$[k]$	Matriz de rigidez ordinária do sistema primário;
$[\hat{k}]$	Matriz de rigidez equivalente, no sub-espço modal ($\hat{n} \times \hat{n}$).
k_{ai}	Rigidez de cada neutralizador calculado pela TPNL.
$\bar{K}(\theta, \Omega)$	Rigidez complexa do material elastomérico; em função da temperatura θ e da frequência Ω .
L	Fator de forma. Constante que depende da forma do material viscoelástico e do tipo de excitação a que está sendo solicitado [m].
L	Comprimento do vão na bancada de ensaios.
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC.

$[\tilde{m}]$	Matriz quadrada que depende da distribuição de massa do sistema primário, a distribuição de massa equivalente associada com os neutralizadores, e das coordenadas generalizadas físicas. É função da frequência.
m_a	Massa do neutralizador.
m_{ai}	Massa de cada neutralizador calculado pela TPNL.
$M_a(\Omega)$	Massa dinâmica na base do neutralizador.
$[\hat{m}_A(\Omega)]$	Matriz de massa equivalente, no sub-espço modal $(\hat{n} \times \hat{n})$.
$m_e(\Omega)$	Massa equivalente generalizada.
MESHGEN	Módulo do ICATS para geração de malha.
MODENT	Modulo do ICATS para análise modal.
MODESH	Módulo do ICATS para consolidação das FRFs, e para a animação dos modos de vibrar da estrutura.
$(n \times \hat{n})$	Onde n é o número de graus de liberdade do sistema primário e \hat{n} é o número de graus de liberdade medidos. Geralmente $\hat{n} \ll n$.
$\{\hat{N}(\Omega)\}$	Excitação no sub-espço modal $(\hat{n} \times \hat{n})$.
$\bar{N}_j(\Omega)$	Excitação no j -ésimo modo de vibrar da estrutura
pC	Abreviação de pico Coulombs.
$\{\hat{P}(\Omega)\}$	Coordenadas principais no sub-espço modal $(\hat{n} \times \hat{n})$.
$q(t)$	Coordenada generalizada (física) do sistema primário. Para um sistema de n graus de liberdade é um vetor $(n \times 1)$, [m].
$\dot{q}(t)$	Derivada da coordenada generalizada (física) do sistema primário em relação ao tempo; $[m \cdot s^{-1}]$.
$Q(\Omega)$	Transformada de Fourier de $q(t)$; $F(q(t)) = Q(\Omega)$.

\Re	Parte real de um número complexo.
\Re^{nd}	Espaço-real n-dimensional - TPNL.
$r(\Omega)$	Razão de rigidez de um material viscoelástico; $r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)}$.
Re	Número de Reynolds.
$\bar{R}_{ks}(\Omega)$	Razão de resposta. Mede a eficiência de um neutralizador em um sistema de um grau de liberdade.
S	Número de Strouhal.
T	Tensão de esticamento do cabo [N].
TPNL	Técnicas de programação não linear.
v	Velocidade do vento [m.s ⁻¹].
x	Vetor de projeto - TPNL.
$X_b(\Omega)$	Deslocamento na base de um sistema de um grau de liberdade, no domínio da frequência.
x_i^L	Componente inferior da <i>i</i> -ésima componente de x - TPNL.
x_i^U	Componente superior da <i>i</i> -ésima componente de x - TPNL.
$Z_a(\Omega)$	Impedância dinâmica na base do neutralizador.
{ }	Matriz coluna ou vetor.
[]	Matriz retangular ou quadrada.
$\begin{bmatrix} \backslash & & \\ & \backslash & \\ & & \backslash \end{bmatrix}$	Matriz diagonal.
[] ^T	Matriz transposta.
[] ⁻¹	Matriz inversa.
	Norma de um vetor.

RESUMO

Este trabalho surge de dois fatos que simultâneos:

A ruptura de um cabo pára-raios de alumínio com alma de aço (CAA) das linhas de transmissão aéreas de 500 [kV], que ligam a usina de ITAIPU a subestação de FURNAS; e a disponibilidade de uma teoria modal para o projeto ótimo de um sistema de neutralizadores viscoelásticos, desenvolvida na UFSC por Espíndola, J.J., Silva, H.P. e Bavastri, C.A.

São feitas medições exaustivas das vibrações eólicas no cabo pára-raios, principalmente entre as esferas de sinalização onde a energia vibrante fica confinada, desenvolvendo grandes amplitudes.

Um modelo numérico desta “estrutura” é montado, e os neutralizadores viscoelásticos são projetados por técnicas de otimização não linear.

São comparados os resultados numéricos, para corroborar a eficiência do sistema de neutralizadores.

Como os neutralizadores viscoelásticos induzem grande amortecimento à linha, as conseqüências práticas serão:

- a) Possibilidade de maior tensão de tração no cabo, com redução da flecha, e da altura das torres.
- b) Maior confiabilidade da linha, frente as excitações eólicas.

ABSTRACT

This work come out of two almost simultaneous facts:

The rupture of a ground cable of aluminum with steel core (ACSR), of the electrical transmission lines of 500 [kV], that link the ITAIPU Powerplant to the FURNAS Substation; and the readiness of a modal theory for optimization of a system of visco-elastic neutralizers, developed in UFSC by Espíndola, J.J., Silva, H.P. and Bavastri, C.A.

Exhaustive measurements are made in the ground cable of the aeolian vibrations, mainly between the warning spheres, where the vibrant energy is quite confined developing great amplitudes.

A numeric model of this structure is set up and the visco-elastic neutralizers projected by techniques of non lineal optimization.

Numeric results are compared, to corroborate the efficiency of the neutralizers systems.

As the visco-elastic neutralizers induces great damping to the cable, the consequences practice they will be:

- a) Possibility of increase cable tension, with reduction of the defleckion, and of the height of the towers.
- b) Larger reliability front the aeolian vibrations.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Origem do Estudo

Este trabalho tem sua origem devida a uma falha que ocorreu em um cabo pára-raios de alumínio com alma de aço das linhas de transmissão aéreas de 500 [kV], corrente alternada, que liga a subestação da usina de ITAIPU BINACIONAL à subestação de FURNAS, em Foz do Iguaçu. Houve ruptura total do cabo próximo a uma esfera de sinalização aérea, (figura 1). As características da esfera e do cabo estão no Anexo 2.



FIGURA 1 - Detalhe do local do rompimento do cabo pára-raios.

O cabo pára-raios, que é aterrado, caiu sobre o cabo condutor ocasionando o desligamento, (figura 2). A energia gerada em ITAIPU é transmitida por oito linhas até a subestação de FURNAS, e representa hoje 40% da energia das regiões sul e sudeste, o desligamento de uma destas linhas causa um grande impacto no sistema elétrico que, dependendo das condições de carga do sistema, pode levar a um “*blackout*”.



FIGURA 2 - Cabo pára-raios rompido por efeito de vibração eólica.

A análise da região do rompimento mostrou que os cabos de alumínio se romperam por fadiga devida ao efeito da vibração eólica e a alma de aço por sobreaquecimento devido à passagem de corrente induzida pelos cabos condutores, por efeito Joule. Este tipo de rompimento é verificado, com frequência, nos cabos condutores de transmissão de energia, devido as ações do vento associadas ao elevado valor da corrente elétrica. Até então não havia nenhuma ocorrência deste tipo nos cabos pára-raios do sistema elétrico brasileiro.

Onde possível, inspecionou-se o cabo pára-raios próximo as esferas de sinalização e constatou-se que a maioria dos vãos onde existem mais de uma esfera instaladas, o cabo apre-

sentava diversos estágios de rompimento dos fios de alumínio, (figura 3). Esses dados ocorriam sempre na região entre duas esferas; em nenhum dos cabos inspecionados houve ruptura na parte que se situa entre a esfera e a torre.

Os vãos onde existem esferas normalmente são longos, estão próximos a travessias de estradas e rios e servem como pontos de referência para a aviação; e por isso sempre são utilizados neutralizadores tipo Stockbridge próximo às torres de sustentação. Constatou-se que estes eram ineficientes na redução das vibrações nos vãos entre as esferas.

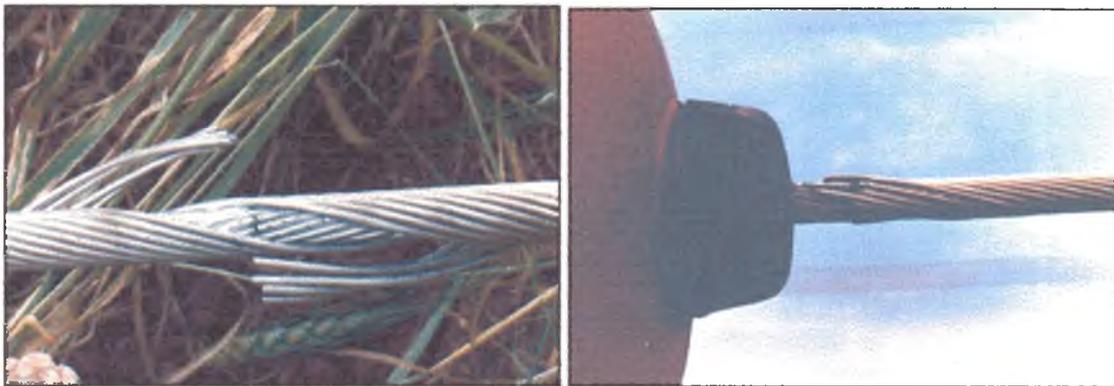


FIGURA 3 - Detalhes de falhas no cabo na região de fixação da esfera

Por questões de segurança, a manutenção com a utilização de veículos de transporte individual de acionamento mecânico para linhas de transmissão, conhecidos como “bicicletas”, foi proibida, sendo necessário baixar o cabo pára-raios até os cabos condutores ou até o chão, para inspecioná-lo. Em ambos os casos é necessário o desligamento da linha. A vibração eólica faz com que os fios dos cabos se rompam primeiro nas camadas interiores, dificultando mais ainda a inspeção. Com isso, o custo da inspeção dos cabos pára-raios foi muito elevado.

As linhas de transmissão de ITAIPU tem 10 anos de funcionamento e é um prazo muito curto para ocorrer uma falha tão grave. O critério da vibração perigosa segundo a norma IEEE 65-156 - “Padronização das medições de vibração em condutores”, faz com que as medidas para minimizar as vibrações, na fase de projeto, leve a linha a um período de funcionamento superior a 100 anos, sob o aspecto de vibração.

1.2 - Histórico

O surgimento de fraturas não dúcteis nos fios dos cabos condutores das linhas de transmissão, no início do século XX, foi logo identificado como tendo as propriedades de fadiga. Observações mostraram que as rupturas podiam ser atribuídas à vibração dos cabos em determinadas condições de vento. Essas vibrações foram denominadas Vibrações Eólicas.

A energia de vibração de um cabo pode ser dissipada por fricção interna, em nível molecular, por fricção entre os fios (fretting), por transferência aos neutralizadores, amortecedores, espaçadores, dispositivos de suspensão, por transferências aos cabos adjacentes, (no caso de feixe de condutores), esferas de sinalização dos cabos pára-raios e nas emendas, devido à variação de rigidez no trecho. Nos pontos onde o movimento é restringido é que aparecem as fadigas.

Problemas ocorrem tanto nos cabos condutores como nos cabos pára-raios, e, hoje em dia, dado a grande utilização da energia elétrica, os prejuízos devido a ocorrência de uma falha são incalculáveis. Com a crescente demanda na área de telecomunicações através de cabos pára-raios com fibras óticas, “*Optical Ground Wire (OPGW)*”, (figura 4), para transmissão de dados faz-se necessário que as vibrações sejam reduzidas a níveis aceitáveis, proporcionando um alto grau de confiabilidade ao sistema.

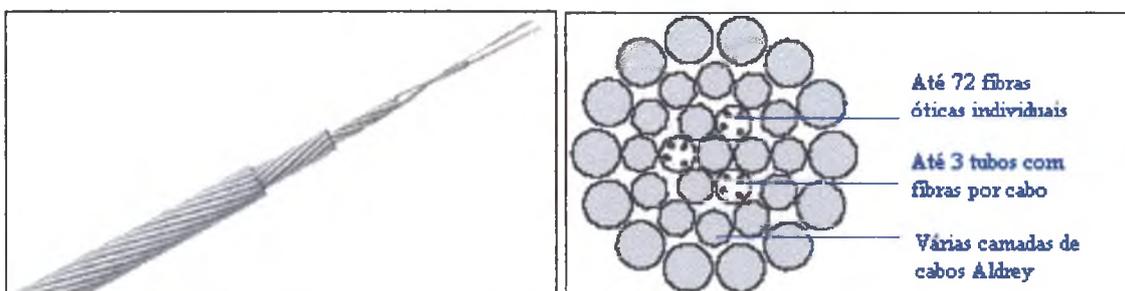


FIGURA 4 - Exemplo de cabo OPGW

Os cabos que mais sofrem com a ação das vibrações eólicas é o “*Aluminum Conductor Steel Reinforced - ACSR*”, ou Cabo de Alumínio com Alma de Aço - CAA (figura 5) . A sustentação mecânica é feita pela alma de aço e a passagem da corrente elétrica, ocorre principalmente pelos fios de alumínio. Quando a vibração é restringida em um ponto qualquer, os fios

de alumínio rompem por fadiga e a corrente elétrica passa a circular pela alma de aço, que por ser mau condutor e não ter área suficiente para passagem das correntes induzidas (anexo 4), pode vir a falhar por excesso de temperatura.

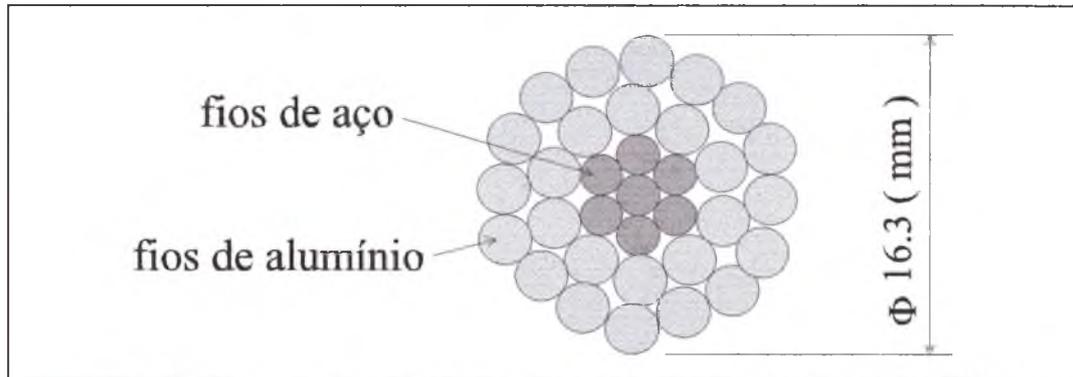


FIGURA 5 - Exemplo de cabo CAA - *Partridge* 26 fios de alumínio e 7 de aço.

Os cabos pára-raios são, em sua maioria de aço, mas com as crescentes potências das linhas de transmissão e de suas correntes de curto-circuito, passou-se a utilizar cabos pára-raios ACSR, a exemplo dos cabos condutores, os quais são providos de dispositivos que reduzem as vibrações.

O conceito de adicionar componentes que dissipem ou absorvam a energia, para controlar os efeitos destrutivos das vibrações causadas pelo efeito da passagem do vento em cabos condutores, datam quase do período em que o problema das Vibrações Eólicas foi identificado nas linhas de transmissão (EPRI, 1967).

Para reduzir o nível das vibrações em uma estrutura qualquer, pode-se utilizar algumas técnicas básicas como:

- Atuar sobre a excitação , reduzindo a sua amplitude e/ou alterando o seu espectro de frequência,
- Atuar sobre a estrutura, alterando sua rigidez, massa ou amortecimento,
- Fixar um sistema secundário (neutralizador) ao sistema vibrante, ou sistema principal.

No caso das linhas de transmissão, atuar sobre a força de excitação, o vento, é praticamente impossível, principalmente nas travessias de rios, vales, superfícies de lagos, entre outros.

A alteração das características mecânicas é conseguida através do uso de festões, alças pré-formadas (figura 6), dispositivos de fixação e suspensão com elastômeros. Nesta situação a característica mecânica que está sendo alterada é o amortecimento natural do cabo o qual influencia diretamente na redução das vibrações. Estes tipos de soluções, são amplamente adotados, devido ao baixo custo, porém sua eficiência é contestada em diversos trabalhos [1].

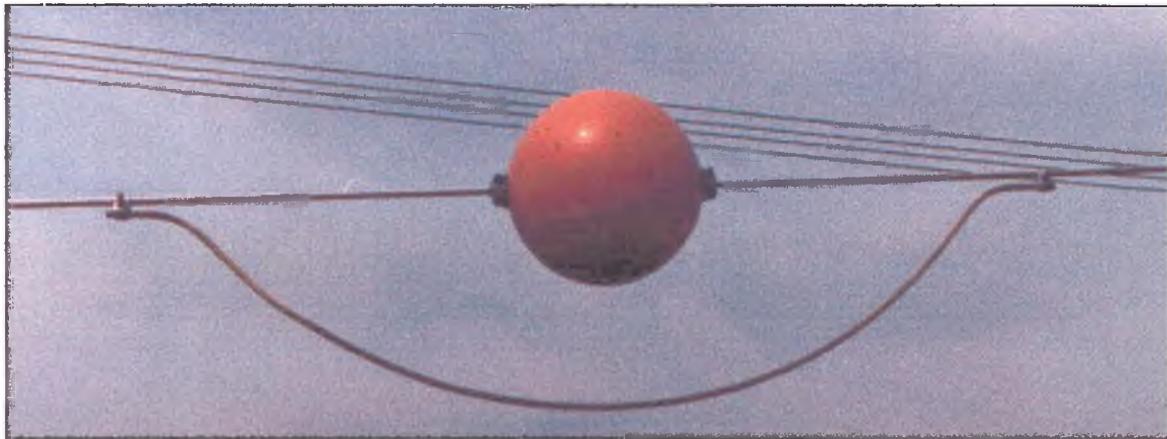


FIGURA 6 - Festão (*BRETELLE*)

Mais eficiente do que os métodos anteriores, a fixação de um sistema secundário ao sistema vibrante (cabo), tem sido o objeto de estudo de muitos pesquisadores. A este mecanismo dá-se o nome de neutralizador dinâmico de vibrações ou absorvedor de vibrações. O seu princípio básico de funcionamento é o de aplicar forças de reação e/ou dissipar energia vibratória do sistema principal.

Os estudos de neutralizadores dinâmicos iniciaram-se com Den Hartog (1928) que considera um neutralizador com um grau de liberdade conectado a um sistema primário, também com um grau de liberdade. Nesses estudos, o sistema primário era considerado sem amortecimento e o neutralizador como tendo amortecimento viscoso. Desde o princípio, o que se buscou

foi a escolha de um método adequado para os parâmetros ótimos do sistema secundário (conhecido como sintonização), de tal forma que a resposta vibratória do sistema principal, neste caso o cabo pára-raios, seja adequadamente pequena.

Utilizando a teoria desenvolvida por Den Hartog, G. H. Stockbridge inventou um neutralizador dinâmico, que passou a ser denominado Stockbridge, composto por uma cordoalha de aço com duas massas simétricas fixadas em cada extremidade (figura 7). É um dos primeiros tipos de dispositivos de controle de que se tem notícia. A primeira publicação de um artigo com este assunto foi a revista *Electrical World*, na edição de 26 de Dezembro de 1925. Após a sua invenção, o neutralizador tipo Stockbridge passou por um longo período de desenvolvimento e de modificação.

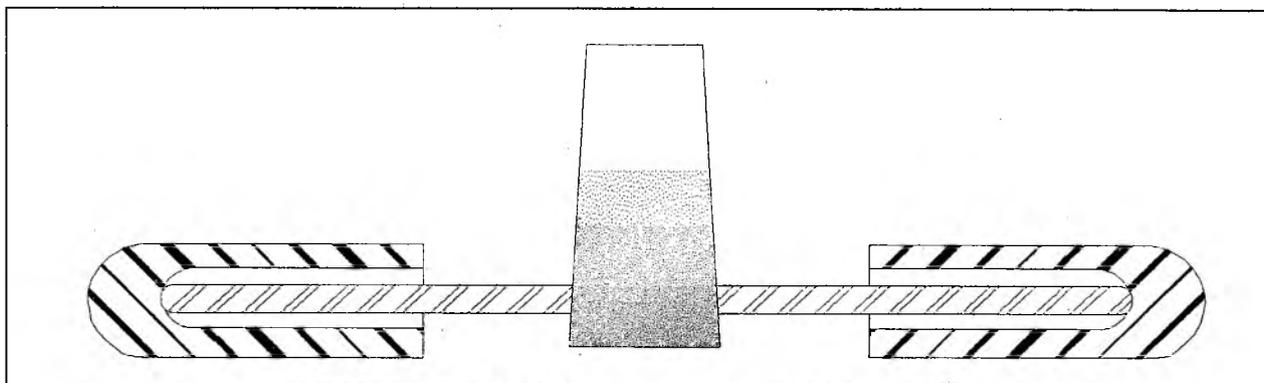


FIGURA 7 - Stockbridge convencional (simétrico).

Os primeiros modelos projetados levavam em conta apenas o fator redução da vibração, mas logo que passaram a ser mais amplamente utilizados no campo, observou-se a necessidade de se considerar também a influência da alta tensão das linhas de transmissão e por isso formas geométricas mais arredondadas foram utilizadas para reduzir o efeito das pontas, causadores das descargas parciais conhecidas como “corona”.

Claren e Diana (1966), foram os primeiros a realizarem estudos mais aprofundados sobre a utilização dos Stockbridges nas linhas de transmissão. Eles trataram o problema em três etapas distintas.

A primeira foi o estudo das vibrações transversais em um cabo tensionado. Nele foi resolvido, de modo completo, com a utilização da equação de Lagrange, a resposta de um condutor quando submetido a solicitação externa. A segunda foi o estudo da resposta em frequência de um Stockbridge a dois graus de liberdade conectado ao cabo condutor por uma presilha central. A terceira foi a combinação dos dois primeiros, que levou a uma teoria completa para o comportamento dos cabos condutores à vibração, quando neles são montados neutralizadores do tipo Stockbridge. Foram realizados ensaios para estimativa da energia dissipada pelo condutor em função do amortecimento.

O trabalho destes pesquisadores serviu como base para muitos outros. M. S. Dotharad e outros (1978), utilizaram em seus experimentos cabos com um, dois ou mais stockbridges próximo às extremidades do vão. O intuito era o de verificar o efeito da colocação dos neutralizadores sobre as máximas tensões mecânicas no cabo.

Vários estudos práticos foram realizados para que pudessem ser obtidos os parâmetros de entrada para os modelos teóricos existentes. Estes parâmetros são, a potência da força injetada no cabo devido à ação do vento, o amortecimento do condutor, os níveis de tensão mecânica nos engastes dispositivos de suporte e sinalização. Medições das tensões mecânicas no campo, em linhas de transmissão desenergizadas, e a correlação com valores obtidos em laboratório, foram feitas por A. H. Hard (1958).

A previsão dos níveis de vibração está baseado no balanço da energia introduzida no sistema pelo vento e da energia total dissipada no sistema. Assim sendo, é comum verificar a eficiência dos stockbridges, entre outros dispositivos de controle de vibração, através da medição do amortecimento do cabo.

Para se obter o amortecimento do cabo em um vão, foram testados vários métodos. O da força-velocidade, razão da onda estacionária, decremento logarítmico. A metodologia empregada e as limitações destes métodos são amplamente abordados por vários autores (Transmission

Line Reference Book, (1967).

T.O. Slethei e J. Huse (1965), em testes de laboratório, concluíram que o método do decaimento logarítmico não dava informações significantes sobre a comparação da eficiência de neutralizadores dinâmicos.

M. S. Torres e outros (1994), utilizaram o método de ondas progressivas para medir o amortecimento, além disso fizeram um estudo comparativo com os métodos anteriores e algumas limitações existentes foram superadas. Porém, a verificação da eficiência de amortecedores de vibração não foi verificada.

O Stockbridge convencional é modelado como sendo um neutralizador dinâmico massa-mola com amortecimento viscoso, chamado MCK que possui duas frequências naturais: uma de translação e outra de rotação da massa. Além dos parâmetros de massa e rigidez é necessário escolher o amortecimento ótimo. Estes parâmetros são calculados de modo que os picos de ressonância do sistema primário se localizem próximo às frequências naturais do sistema auxiliar (neutralizador). Existem duas técnicas para se conseguir uma maior eficiência; a primeira é o de se projetá-lo de maneira que as duas frequências naturais fiquem bem próximas, o que faz com que a impedância não seja tão grande entre as duas ressonâncias. A segunda é utilizar cordoalhas que tenham amortecimento mais alto, reduzindo os picos de ressonância em suas frequências naturais.

A cordoalha de aço utilizada na construção dos stockbridges atuais, para dissipação da energia, tem baixíssimo amortecimento, por isso os neutralizadores dissipam pouca energia, são efetivos apenas no aspecto que se refere a aplicação de forças de reação a estrutura principal em uma banda de frequências muito pequena, no caso o cabo. Nos picos de ressonância do stockbridge, se o amortecimento for muito baixo, as forças de reação aplicadas serão muito elevadas, e por isso o cabo pode vir a romper na fixação deste dispositivo, que foi colocado justamente para evitar falhas. Casos onde o cabo sofre fadiga elevada levando a ruptura nos pontos de fixa-

ção dos stockbridges são conhecidas no sistema elétrico brasileiro.

A teoria clássica dos neutralizadores foi desenvolvida para um modelo viscoso de difícil construção prática e de limitada aplicação. A redução das vibrações em sistemas complexos fica limitada pois vários modos de vibrar podem contribuir para a resposta estrutural. Alguns pesquisadores estudaram a aplicação de neutralizadores em estruturas mais complexas, com o objetivo de ampliar a sua utilização; como é o caso da análise de neutralizadores dinâmicos fixados a vigas uniformes desenvolvidas por Young (1952) e Snowdon (1952, 1959, 1984).

Um outro modelo matemático utilizado para representar o neutralizador é o viscoelástico, onde uma peça de material elastomérico substitui a mola e o amortecedor viscoso. O estudo de um neutralizador deste tipo foi feito por Snowdon (1959). Ele utilizou um modelo de um grau de liberdade tanto para o neutralizador como para o sistema primário. Algumas aplicações desta teoria foram apresentadas por Jones, (1975) e Nashif (1985).

Uma teoria geral introduzindo o conceito de parâmetros equivalentes generalizados para o projeto ótimo de neutralizadores dinâmicos aplicados a uma estrutura genérica de qualquer forma, com qualquer quantidade e distribuição de neutralizadores foi introduzida por Espíndola e Silva (1992). Esta foi aplicada ao projeto de neutralizadores viscoelásticos de vários tipos. Foi demonstrado que se pode escrever as equações do sistema composto, (sistema vibrante + neutralizador), em termos apenas das coordenadas generalizadas do sistema primário; mesmo com a adição de novos graus de liberdade ao sistema primário devido à fixação dos neutralizadores em locais previamente escolhidos. Isto é de fundamental importância, uma vez que permite descrever o comportamento do sistema composto no espaço modal, através da matriz modal do sistema primário.

As equações são descritas nas coordenadas principais, utilizando como parâmetro de transformação a matriz modal, ou de autovetores do sistema principal, a qual pode ser obtida com técnicas de identificação estrutural ou pela teoria dos elementos finitos. Como as equações

são descritas nas coordenadas principais, pode-se reter apenas aquelas correspondentes à faixa de frequências de interesse, com número de graus de liberdade reduzido. Pode-se trabalhar em um sub-espaço modal, com um mínimo de equações.

Espíndola e Bavastri (1996) , desenvolveram um procedimento geral para a sintonização de p neutralizadores fixados em uma estrutura qualquer, controlando as vibrações excessivas em uma faixa de frequência. Utilizando o conceito dos parâmetros equivalentes generalizados e técnicas de programação não linear, conseguem, além de um enfoque geral ao estudo de neutralizadores dinâmicos, um processo altamente eficiente no que diz respeito ao tempo computacional e a otimização dos parâmetros de neutralizadores dinâmicos. O mais interessante deste método é que ele não depende da complexidade da estrutura e do grau de discretizações adotadas.

O objetivo principal deste trabalho é o de aplicar a metodologia desenvolvida por Espíndola e Bavastri (1997) e construir neutralizadores dinâmicos viscoelásticos para minimizar a resposta entre duas esferas de sinalização aéreas de um cabo ACSR *Partridge*. Para este fim foi construída uma bancada com 30 metros de comprimento, onde foram feitos estudos do comportamento vibratório do cabo com configurações semelhantes àquelas encontradas no campo.

Espera-se, com a utilização desta metodologia, determinar adequadamente alguns poucos neutralizadores para controlar vários modos simultaneamente, aumentando em muito a eficácia do controle. A escolha de um material elastomérico com características especiais tais como alto fator de perda, baixo “*creep*”, estabilidade térmica na faixa de temperatura de trabalho, resistência a ozônio e raios ultra violetas, fará melhorar a confiabilidade do sistema.

Para obtenção dos parâmetros modais do sistema primário foram utilizadas técnicas de identificação estrutural no domínio da frequência e o software ICATS [18], descritas no capítulo 3.

Devido à sua grande utilização, o Stockbridge tem sido base de comparação, sob o

ponto de vista de eficácia, com relação a outros tipos redutores de vibração. Porém, o que acontece com frequência é que o princípio de funcionamento ou mesmo as características físicas não permitem que esta comparação seja feita de uma maneira criteriosa. Também é objeto deste trabalho a comparação dos resultados com os obtidos com os stockbridges utilizados nas linhas de ITAIPU.

Mesmo com a limitação prática de se reproduzir em bancada o que ocorre no campo, o que se deve principalmente à sustentação nas torres e da continuidade da linha, este estudo deverá ser o início de uma modificação estrutural que permitirá operar as linhas de transmissão de energia elétrica com maior confiabilidade, e reduzir os custos, na fase de projeto.

2 - REVISÃO LITERÁRIA

Neste capítulo serão revisados os conceitos de grandezas equivalentes generalizadas e a demonstração de como as equações do sistema composto do neutralizador mais o sistema primário (figura 8) podem ser escritas em termos apenas das coordenadas generalizadas do sistema primário utilizando uma transformação de coordenadas físicas (generalizadas), em coordenadas principais.

Conhecendo os parâmetros modais do sistema primário pode-se determinar os parâmetros ótimos para um neutralizador em uma faixa de frequência, utilizando um pequeno conjunto de equações e técnicas de programação não linear.

O mecanismo de vibração de um cabo submetido a um fluxo de ar e as frequências excitadas esperadas são revistos no item 2.5.

2.1 - Introdução

Neutralizadores de vibrações são dispositivos mecânicos ou estruturas, geralmente denominados sistemas secundários, que são fixadas à estrutura principal, geralmente denominada sistema primário, com o objetivo de reduzir ou de controlar as vibrações a um nível aceitável, (figura 8). Enquadram-se nos controladores passivos de vibração. Eles agem sobre o sistema primário aplicando forças de reação e/ou então dissipando a energia da vibração.

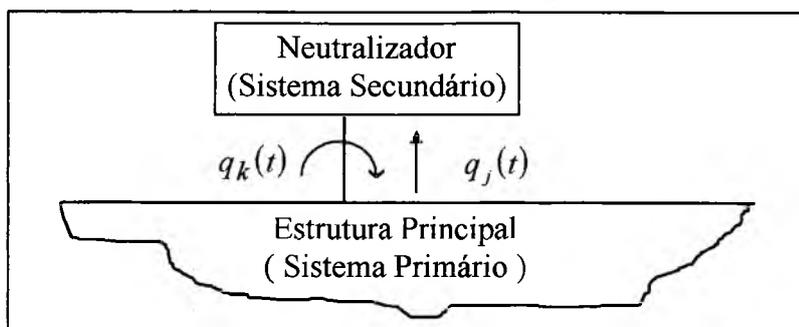


FIGURA 8 - Representação do sistema composto.

$q_k(t)$ e $q_j(t)$, são as coordenadas generalizadas (físicas) do sistema primário, na qual o neutralizador é fixado.

Para serem efetivos, a massa, a rigidez e o amortecimento dos neutralizadores devem ser judiciosamente quantificados e distribuídos. Por isso, o modelo modal do sistema primário é de grande utilidade. Além disso, as coordenadas do sistema primário, nas quais os neutralizadores serão fixados, devem ser cuidadosamente escolhidas, (figura 9).

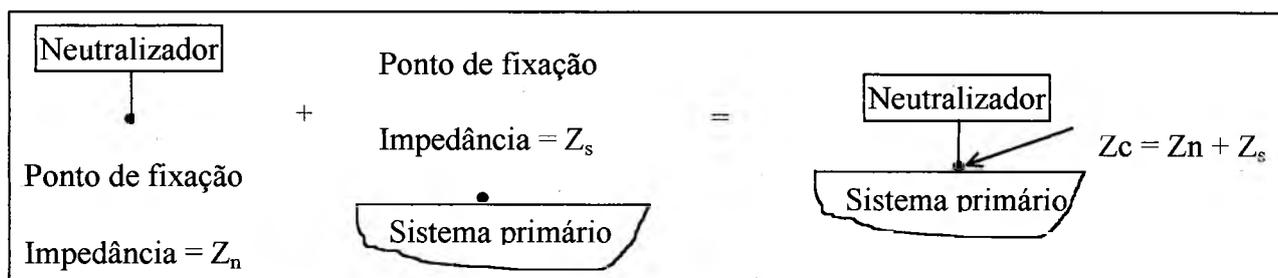
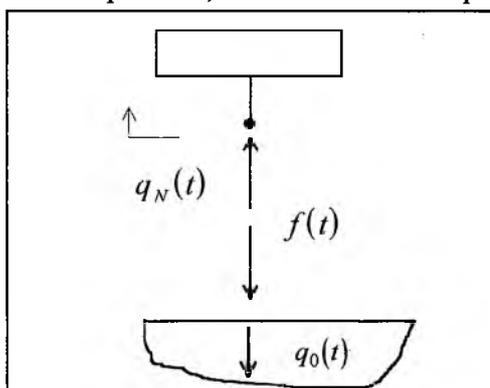


FIGURA 9 - Fixação do neutralizador no sistema primário.

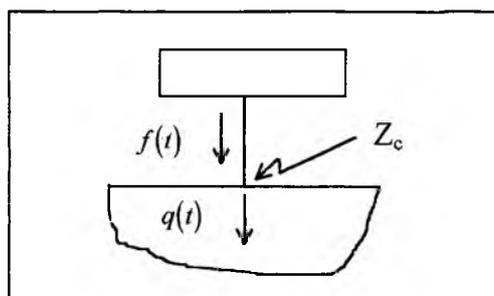
Assim pode-se, no domínio da frequência, calcular Z_n e Z_s da seguinte maneira:



$$Z_n(\Omega) = \frac{F(f(t))}{F(\dot{q}_N(t))} = \frac{F(\Omega)}{i\Omega Q_N(\Omega)} \quad (1)$$

$$Z_s(\Omega) = \frac{F(f(t))}{F(\dot{q}_0(t))} = \frac{F(\Omega)}{i\Omega Q_0(\Omega)} \quad (2)$$

$q_0(t)$ = resposta do sistema primário, na coordenada escolhida, sem o neutralizador.



$q(t)$ = resposta do sistema primário, na coordenada escolhida, com o neutralizador.

A razão de resposta é uma medida da efetividade do neutralizador, e é definida como:

$$|R(\Omega)| = \frac{|Q(\Omega)|}{|Q_0(\Omega)|} \quad \text{ou} \quad |R(\Omega)| = \frac{1}{\left|1 + \frac{Z_N(\Omega)}{Z_S(\Omega)}\right|} \quad (3)$$

Na equação (13) pode-se observar que quanto maior a impedância $Z_N(\Omega)$ do neutralizador em seu ponto de fixação ao sistema primário, menor será a razão de resposta, o que resulta em uma redução da vibração no sistema primário.

2.2 - Quantidades Equivalentes Generalizadas para um Neutralizador Simples

Um neutralizador simples é composto de uma massa ligada a base através de um elemento resiliente (figura 10). Este elemento pode ser considerado uma mola em paralelo com um amortecedor ou uma peça de material elastomérico.

Devido ao amortecimento, a rigidez deste sistema simples é complexa e pode ser escrita como:

$$\bar{K}(\theta, \Omega) = L\bar{G}(\theta, \Omega) = LG(\theta, \Omega)[1 + i\eta(\theta, \Omega)] \quad (4)$$

onde:

$\bar{G}(\theta, \Omega)$: Módulo de cisalhamento dinâmico de elasticidade do elastômero

$\eta(\theta, \Omega)$: Fator de perda do elastômero

L: Parâmetro que depende da geometria da peça de material elastomérico

θ : Temperatura

Ω : Frequência circular

OBS: Por simplicidade de notação, a letra θ , que representa a temperatura, será omitida.

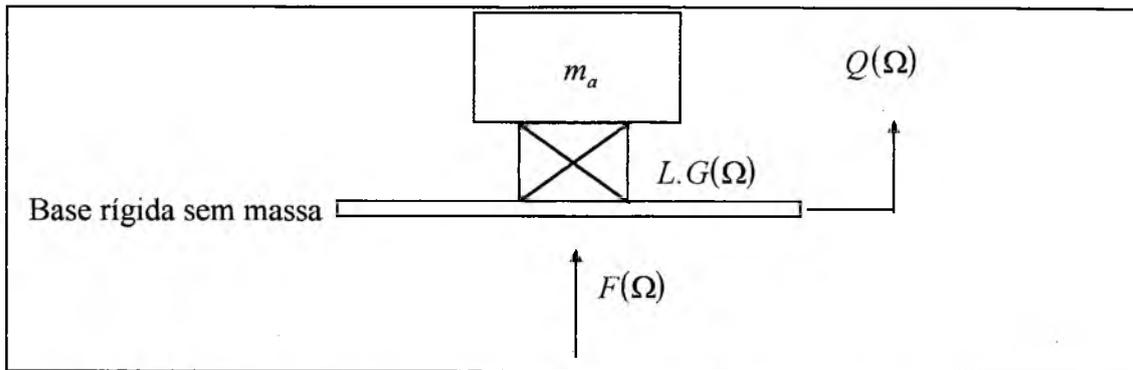


FIGURA 10 - Diagrama esquemático de um neutralizador dinâmico simples.

Onde : $Q(\Omega) = F(q(t))$ e $F(\Omega) = F(f(t))$

A impedância dinâmica na base do neutralizador, é dada por (Anexo 1):

$$Z_a(\Omega) = \frac{-i m_a \Omega LG(\Omega)}{m_a \Omega^2 - LG(\Omega)} = i \Omega m_a(\Omega) , \quad (5)$$

e a massa dinâmica é dada por :

$$M_a(\Omega) = -m_a \frac{LG(\Omega)}{m_a \Omega^2 - LG(\Omega)} \quad (6)$$

A frequência de anti-ressonância na base do neutralizador é definida tal que, na ausência de amortecimento, ela torna nulo o denominador das equações (5) ou (6); ou seja:

$$\Omega_a^2 = \frac{LG(\Omega_a)}{m_a} \quad (7)$$

Na ausência de amortecimento, a rigidez deixa de ser um valor complexo, e $\bar{G}(\Omega) = G(\Omega)$). Uma vez que pode-se escrever:

$$LG(\Omega) = LG(\Omega_a) r(\Omega) \quad \text{e} \quad r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)} \quad (8)$$

as equações (5) e (6) podem ser rescritas como:

$$Z_a(\Omega) = -i m_a \Omega_a \frac{\varepsilon_a r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]}, \quad (9)$$

$$M_a(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]}, \quad (10)$$

onde:

$$\varepsilon_a = \frac{\Omega}{\Omega_a}$$

O **amortecimento viscoso equivalente generalizado** é definido como a parte real da impedância dinâmica, equação (5), assim tem-se:

$$c_{eq} = \Re(Z_a(\Omega)); \quad c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{r(\Omega) \eta(\Omega) \varepsilon_a^3}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega) \eta(\Omega)]^2} \quad (11)$$

Da mesma maneira, a **massa equivalente generalizada** é definida como a parte real da massa dinâmica, equação 10.

$$m_{eq}(\Omega) = \Re(M_a(\Omega)) \quad m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega) \{ \varepsilon_a^2 - r(\Omega) [1 + \eta^2(\Omega)] \}}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega) \eta(\Omega)]^2} \quad (12)$$

Com as definições acima pode-se verificar que os dois diagramas da figura 11 são dinamicamente equivalentes (Anexo 1). O sistema primário “sente” o neutralizador como uma

massa $m_e(\Omega)$ conectada nele na coordenada generalizada $q(t)$, e um amortecedor viscoso (mesmo que o amortecedor seja sólido), de valor $c_e(\Omega)$ ligado à terra.

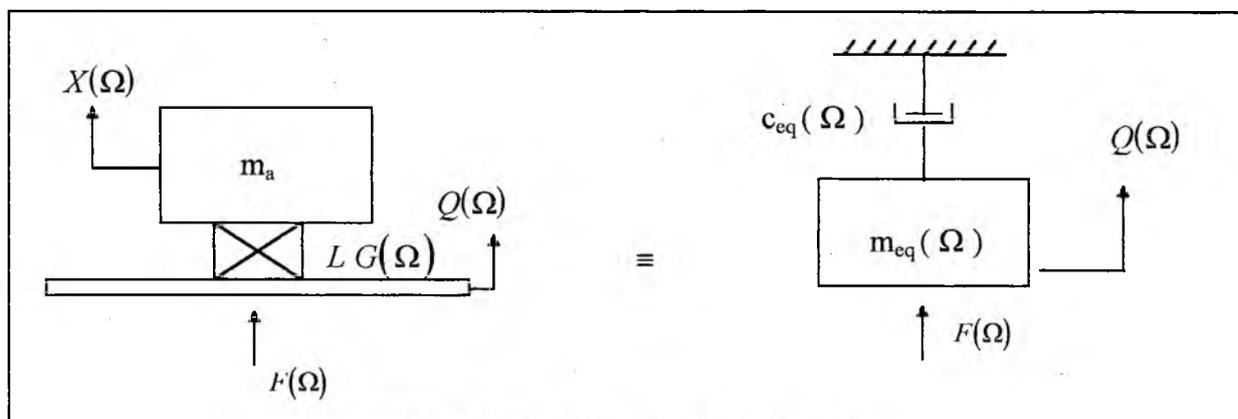


FIGURA 11 - Sistemas equivalentes

Com a utilização do sistema equivalente, a dinâmica do sistema resultante, sistema primário + neutralizador, pode ser formulada em termos das coordenadas físicas originais, apesar da adição de graus de liberdade através dos neutralizadores [20]. Esta é a principal vantagem da utilização do conceito das quantidades equivalentes generalizadas.

As quantidades equivalentes generalizadas descritas anteriormente são válidas para um neutralizador dinâmico genérico. Casos particulares, tais como aqueles onde o amortecimento é viscoso ou viscoelástico, podem ser analisados inserindo as expressões pertinentes nas equações gerais.

Utilizando-se vários neutralizadores, podemos escrever a equação do movimento como:

$$\left[-\Omega^2 [\tilde{m}] + i\Omega [\tilde{c}] + [K] \right] \{Q(\Omega)\} = \{F(\Omega)\} \quad (13)$$

Onde:

- $[\tilde{m}]$: Matriz quadrada que depende da distribuição de massa do sistema primário, a distribuição de massa m_{cq} associada com os neutralizadores, e das coordenadas generalizadas físicas. É função da frequência;
- $[\tilde{c}]$: Matriz quadrada associada com a distribuição de amortecimento inerente ao sistema primário, a distribuição de c_{cq} e das coordenadas generalizadas;
- $[k]$: Matriz de rigidez ordinária do sistema primário;
- $\{F(\Omega)\}$: Transformada de Fourier do vetor de forças generalizadas que agem no sistema primário;
- $\{Q(\Omega)\}$: Transformada de Fourier do vetor de deslocamento das coordenadas generalizadas escolhidos para descrever o movimento do sistema primário.

A adição de vários neutralizadores modificam as matrizes de massa e amortecimento, porém o vetor das coordenadas generalizadas do sistema primário, permanece inalterado.

Para ilustrar estes conceitos, considere-se que p neutralizadores de um grau de liberdade, sejam fixados ao longo de p coordenadas generalizadas $q_{k_1}, q_{k_2}, \dots, q_{k_p}$. Suas massas e amortecimentos equivalentes generalizados são $m_{eq_{k_1}}, m_{eq_{k_2}}, \dots, m_{eq_{k_p}}$ e $c_{eq_{k_1}}, c_{eq_{k_2}}, \dots, c_{eq_{k_p}}$.

As matrizes de massa e amortecimento modificadas serão:

$$[\tilde{m}] = [m] + [m_{eq}] = [m] + \begin{bmatrix} 0 & & & \\ & m_{eq_{k_1}} & & 0 \\ & & \ddots & \\ & 0 & & m_{eq_{k_2}} \\ & & & & \ddots & \\ & & & & & & 0 \end{bmatrix}_{n \times n}$$

$$[\tilde{c}] = [c] + [c_{eq}] = [c] + \begin{bmatrix} 0 & & & \\ & c_{eq_{k_1}} & & 0 \\ & & \ddots & \\ & 0 & & c_{eq_{k_2}} \\ & & & & \ddots & \\ & & & & & & 0 \end{bmatrix}_{n \times n}$$

(14)

Assim sendo, a equação (13) fica:

$$\left[-\Omega^2 \left[[m] + [m_{eq}] \right] + i\Omega \left[[c] + [c_{eq}] \right] + [k] \right] \{ Q(\Omega) \} = \{ F(\Omega) \}. \quad (15)$$

Faça-se, na equação (13), a seguinte transformação:

$$\begin{matrix} \{ Q(\Omega) \} \\ n \times 1 \end{matrix} = \begin{matrix} [\hat{\Phi}] \\ n \times \hat{n} \end{matrix} \begin{matrix} \{ \hat{P}(\Omega) \} \\ \hat{n} \times 1 \end{matrix} \quad (16)$$

onde $\hat{\Phi}$, é a matriz modal truncada do sistema primário, obtida numérica ou experimentalmente, e é de ordem $n \times \hat{n}$, onde n é o número de graus de liberdade do sistema primário e \hat{n} é o número de autovetores que estão sendo considerados, ou medidos, geralmente $\hat{n} \ll n$. Reduzindo o número de equações de n para \hat{n} , o que se faz é um truncamento, ou uma aproximação do que é o sistema primário sob o ponto de vista do problema que queremos solucionar. Comete-se um pequeno erro ao fazer esta aproximação quando consideramos o acoplamento provocado pela colocação dos neutralizadores, uma vez que sem os neutralizadores as equações do sistema no espaço modal estariam desacopladas.

Substituindo a equação (16) na equação (15), considerando amortecimento viscoso proporcional no sistema primário, e pré-multiplicando por $[\hat{\Phi}]^T$ tem-se:

$$\left[-\Omega^2 \begin{bmatrix} \hat{m}_j \\ \vdots \\ \hat{m}_A(\Omega) \end{bmatrix} + i\Omega \begin{bmatrix} \hat{c}_j \\ \vdots \\ \hat{c}_A(\Omega) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \hat{k}_j \\ \vdots \\ \hat{k}_A(\Omega) \end{bmatrix} \right] \{ \hat{P}(\Omega) \} = \{ \hat{N}(\Omega) \} \quad (17)$$

onde :

$$\hat{m}_{A(s,r)}(\Omega) = \sum_{i=1}^p m_{eq_i}(\Omega) \Phi_{k_i,s} \Phi_{k_i,r} \quad (18)$$

$$\hat{c}_{A(s,r)}(\Omega) = \sum_{i=1}^p c_{eq_i}(\Omega) \Phi_{k_i,s} \Phi_{k_i,r} \quad (19)$$

$$\{ \hat{N}(\Omega) \} = [\hat{\Phi}]^T \cdot \{ F(\Omega) \} \quad (20)$$

A equação (17) representa um sistema de $\hat{n} \ll n$ equações e pode ser resolvida uma vez calculadas as expressões (11) e (12). Voltando à equação (16), a solução em coordenadas físicas é concluída. Das equações (17) a (20), tem-se:

$$\{ Q(\Omega) \} = [\hat{\Phi}] [\hat{D}]^{-1} [\hat{\Phi}]^T \cdot F(\Omega) \quad (21)$$

onde:

$$[\hat{D}] = [\hat{D}_0] - \Omega^2 [\hat{m}_A(\Omega)] + i\Omega [\hat{c}_A(\Omega)] \quad (22)$$

$$[\hat{D}_0] = \begin{bmatrix} \hat{k}_j - \hat{m}_j \Omega^2 + i\Omega \hat{c}_j \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} \quad (23)$$

Da equação (21), tem-se que a matriz de receptância do sistema primário, após a colocação dos neutralizadores, pode ser escrita como:

$$[\bar{\alpha}(\Omega)] = [\hat{\Phi}] [\hat{D}]^{-1} [\hat{\Phi}]^T \quad (24)$$

Um elemento, em particular, desta matriz é:

$$\alpha_{ks}(\Omega) = \sum_{j=1}^{\hat{n}} \sum_{l=1}^{\hat{n}} C_{jl} \phi_{sl} \phi_{kj}, \quad (25)$$

onde C_{jl} são os elementos de $[\hat{D}]^{-1}$.

Esta equação pode ser comparada com a da receptância antes da colocação dos neutralizadores.

$$[\bar{\alpha}_0(\Omega)] = [\hat{\Phi}] [\hat{D}_0]^{-1} [\hat{\Phi}]^T, \quad (26)$$

e a razão de resposta correspondente pode ser calculada da seguinte maneira:

$$\bar{R}_{ks}(\Omega) = \frac{\bar{\alpha}_{ks}(\Omega)}{\bar{\alpha}_{0\ ks}(\Omega)} \quad (27)$$

2.3 - Tratamento Modo a Modo

Um dos parâmetros ótimos a serem determinados é a massa dos neutralizadores. A escolha correta da massa é de fundamental importância na prática, no seu aspecto dimensional.

Um método atual e de aplicação prática já consagrada, é o desenvolvido por Espínola e Silva (1992), onde a fixação das massas é uma extrapolação para múltiplos graus de liberdade da técnica desenvolvida por Den Hartog (1956) para um sistema de um grau de liberdade.

Fazendo-se uma análise modo a modo, isto é, desprezando-se o acoplamento da equação (12), consegue-se, comparando com o sistema clássico de um grau de liberdade, determinar uma relação de massas no espaço modal, que permitirá calcular a massa do neutralizador, para sistemas primários complexos. Este procedimento parte do pressuposto de que os autovetores do sistema primário, convenientemente aplicados, diagonalizam as matrizes de massa e amortecimento. Na prática esta diagonalização não é total, mas os elementos da diagonal principal são muito maiores que os demais, pode-se considerar que elas são **predominantemente diagonais**. Apesar disso, a massa dos neutralizadores calculadas dessa maneira trazem um excelente desempenho.

Considerando-se o j-ésimo modo da equação (17), e desprezando-se os termos fora da diagonal principal, tem-se que:

$$\left[-\Omega^2 \left[\hat{m}_j + m_e(\Omega) \sum_{i=1}^p \left(\Phi_{k_i j} \right)^2 \right] + i\Omega \left[c_j + c_e(\Omega) \sum_{i=1}^p \left(\Phi_{k_i j} \right)^2 \right] + k_j \right] \bar{P}_j(\Omega) = \bar{N}_j(\Omega) \quad (28)$$

com $j = 1$ a \hat{n} .

Definindo-se $\bar{H}_j(\Omega) = \frac{\bar{P}_j(\Omega)}{\left(\frac{\bar{N}_j(\Omega)}{\bar{k}_j}\right)}$, tem-se:

$$\bar{H}_j(\Omega) = \frac{k_j}{(k_j - \Omega^2 m + i\Omega c_j) + \sum_{i=1}^p \Phi_{k,i,j}^2 (-\Omega^2 m_e(\Omega) + i\Omega c_e(\Omega))} \quad (29)$$

Se o sistema primário fosse de um grau de liberdade, com rigidez k , massa m e amortecimento c , a expressão ficaria:

$$\bar{H}(\Omega) = \frac{\bar{Q}(\Omega)}{\left(\frac{\bar{F}(\Omega)}{k}\right)} \quad (30)$$

ou :

$$\bar{H}_j(\Omega) = \frac{k_j}{(k_j - \Omega^2 m + i\Omega c) + (-\Omega^2 m_e(\Omega) + i\Omega c_e(\Omega))} \quad (31)$$

Para sistemas com um grau de liberdade, a relação de massas é :

$$\mu = \frac{m_a}{m} \quad (32)$$

Comparando as equações (29) e (31), nota-se que a diferença entre um e múltiplos graus de liberdade é o fator $\sum_{i=1}^p \Phi_{k,i,j}^2$. A proposta de Espíndola e Silva (1992), faz com que a massa modal seja calculada a partir da seguinte relação :

$$\mu_j = \frac{\sum_{i=1}^p m_a \Phi_{k,i,j}^2}{m_j} \quad (33)$$

p é o número de neutralizadores, e $j=1$ a \hat{n}

Note-se que se os autovetores forem ortonormalizados, $m_j = 1$.

Desenvolvendo a equação (33), tem-se :

$$\begin{aligned}
 \Phi_{k_{11}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{21}}^2 m_{a_2} + \dots + \Phi_{k_{p1}}^2 m_{a_p} &= \mu_1 \\
 \Phi_{k_{12}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{22}}^2 m_{a_2} + \dots + \Phi_{k_{p2}}^2 m_{a_p} &= \mu_2 \\
 \Phi_{k_{13}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{23}}^2 m_{a_3} + \dots + \Phi_{k_{p3}}^2 m_{a_p} &= \mu_3 \\
 &\vdots \\
 \Phi_{k_{1\hat{n}}}^2 m_{a_1} + \Phi_{k_{2\hat{n}}}^2 m_{a_3} + \dots + \Phi_{k_{p\hat{n}}}^2 m_{a_p} &= \mu_{\hat{n}} \quad (34) \\
 [\Phi]_{\hat{n} \times p} \{m\}_{p \times 1} &= \{\mu\}_{\hat{n} \times 1}
 \end{aligned}$$

Resolvendo-se o sistema de equações acima, por exemplo, calcula-se a massa ótima dos neutralizadores. Isto pode ser feito através da solução de norma mínima, calculando-se a pseudo-inversa da matriz $[\Phi]_{\hat{n} \times p}$, que pré-multiplicará o vetor de relação modal.

Escolhendo massas iguais para todos os neutralizadores, ter-se-á:

$$\mu_j = \frac{m_a \sum_{i=1}^p \Phi_{k_{ij}}^2}{m_j} \quad (35)$$

no caso ortonormalização, $m_j = 1$ e a massa dos neutralizadores pode ser calculada pela expressão:

$$m_a = \frac{\mu_j}{\sum_{i=1}^p \Phi_{k_{ij}}^2} \quad (36)$$

A partir da massa de cada neutralizador para cada modo, dentro da faixa de interesse, calcula-se a massa final como a média aritmética de todas as massas, isto põe a teoria do controle modo a modo lado a lado com a criada por Den Hartog para sistemas primários com um grau de liberdade, que propõe que a massa dos neutralizadores seja de 10% a 25% da massa do sistema

primário. Para a teoria proposta por Bavastri e Espíndola (1997), pode-se calcular a massa de cada neutralizador utilizando a equação (36).

2.4 - Otimização em Uma Faixa de Frequência Através da TPNL

A técnica para controlar os modos de vibrar na faixa de interesse, um por vez, apresentada por Espíndola e Silva (1992), e descrita anteriormente, pressupõe que as matrizes $[\hat{m}_A(\Omega)]$ e $[\hat{c}_A(\Omega)]$ sejam predominantemente diagonais, o que não é estritamente verdadeiro. Este método considera as massas dos neutralizadores, μ_j , dadas pela equação (33), e utiliza a técnica de otimização sugerida por Den Hartog e Snowdon, para sistemas primários com um grau de liberdade.

Este método dá excelentes resultados, e uma vez que $[\hat{c}_A(\Omega)]$ não é diagonal, os benefícios de se reduzir a resposta para um modo é geralmente estendido aos modos vizinhos.

A partir do trabalho desenvolvido por Espíndola e Bavastri (1997), as considerações acima não são mais necessárias, trabalhando-se com as \hat{n} equações acopladas no espaço modal. Isto pode ser feito utilizando técnicas de programação não linear, variando os parâmetros dos neutralizadores, os quais são as componentes do vetor de projeto \mathbf{x} , no processo de otimização, obtém-se o valor mínimo de uma função não linear em \mathbb{R}^{nd} , sendo nd a dimensão de \mathbf{x} . Escolhendo-se adequadamente esta função pode-se assim minimizar a resposta de uma estrutura qualquer em uma faixa de frequência.

O vetor \mathbf{x} escolhido para otimização que deu excelentes resultados é :

$$\mathbf{x}^T = \left(\Omega_{a1}, \Omega_{a2}, \dots, \Omega_{ap}, C\eta_a \right) \quad (37)$$

com o número de elementos $p+1$; os ômega são as frequências naturais do sistema primário e η_a , o fator de perda do material viscoelástico. Neste caso, considera-se que os neutralizadores

serão construídos do mesmo material viscoelástico, portanto, o fator de perda η_a é igual para todos eles, reduzindo-se o número de elementos do vetor de $2p$ para $p+1$, e conseqüentemente, diminuindo o tempo de computação.

A constante C , que multiplica o fator de perda η_a acima, tem o objetivo de fazer com que os elementos do vetor de projeto \mathbf{x} , tenham a mesma ordem de grandeza. Isto faz acelerar o processo de convergência. Um valor recomendado para C , é a média aritmética das freqüências limites da banda de interesse. O valor inicial da massa do neutralizador, no processo de otimização é tomado da seguinte maneira:

Na expressão (36), toma-se um valor para μ_j entre 0,1 e 0,25 e em seguida calcula-se a massa m_a de cada neutralizador (como mostrado no item 2.3), na banda de freqüência considerada.

A função objetivo adotada neste trabalho, para o problema de otimização é obtida da seguinte maneira:

Considere-se o vetor solução da equação (17),

$$\{\hat{p}(\Omega)\} = [\bar{p}_1(\Omega), \bar{p}_2(\Omega), \dots, \bar{p}_{\hat{n}}(\Omega)]^T$$

Tome-se para cada componente deste vetor, o seguinte máximo, se existir:

$$P_j = \max_{\Omega_1 \leq \Omega \leq \Omega_2} |\bar{p}_j(\Omega)|.$$

Note-se que $\bar{p}_j(\Omega)$, $j = 1.. \hat{n}$, são funções do vetor de projeto \mathbf{x} , o mesmo podendo-se dizer de P_j , $j = 1.. \hat{n}$.

Seja P o vetor:

$$P \Delta = [P_1, P_2, \dots, P_n]^T = \left[\max_{\Omega_1 \leq \Omega \leq \Omega_2} |\bar{p}_j(\Omega)| \right]^T.$$

A seguinte função objetivo será adotada:

$$f(x) = \|P\|_2 = \left\| \left[\max_{\Omega_1 \leq \Omega \leq \Omega_2} |\bar{p}_j(\Omega)| \right] \right\|_2^T \quad (38)$$

Nas equações acima, Ω_1 e Ω_2 são os limites inferior e superior da banda de interesse.

Com o objetivo de limitar a região de busca do ponto ótimo em R^{nd} , restrições de desigualdade, é necessário impor ao problema de otimização não linear. Trabalhando com variáveis físicas, estas não podem tomar valores negativos nem infinitos. Assim as restrições de igualdade podem ser definidas da seguinte maneira:

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, \quad i = 1 \dots p+ \quad (39)$$

onde x_i é uma particular componente de x e x_i^L e x_i^U seus limites inferior e superior.

Depois de terminada a otimização, a rigidez de cada neutralizador é calculada pela seguinte equação:

$$K_{ai} = m_{ai} \cdot \Omega_a^2 \quad (40)$$

onde a massa m_a é a massa média dos neutralizadores

Considerando-se as condições de trabalho, e com base em dados fornecidos por fabricantes, escolhe-se um elastômero com o fator de perda determinado pelo processo de otimização. Geralmente o máximo valor do fator de perda do elastômero ocorre onde o módulo de elasticidade tem um ponto de inflexão (figura 12).

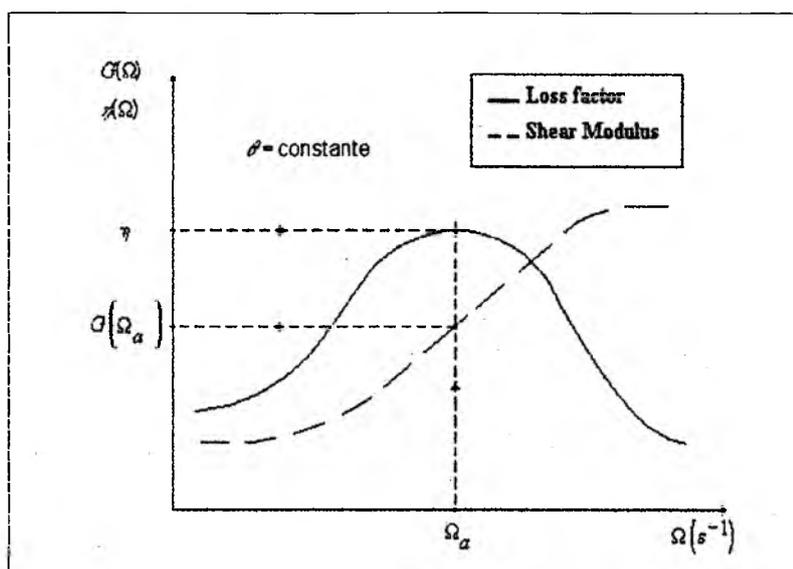


FIGURA 12 - Variação de $\eta(\Omega)$ e $G(\Omega)$ com a frequência

Uma vez definido o material viscoelástico, conhece-se $G(\Omega_{ai})$, com $i = 1..p$. Com $K(\theta, \Omega)$ e $G(\Omega_{ai})$, determinamos a forma geométrica do neutralizador através da relação:

$$K(\theta, \Omega) = L G(\Omega_{ai}) \quad (41)$$

Onde L , é o fator de forma do neutralizador.

Assim sendo, os valores de Ω_{ai} serão obtidos, e conseqüentemente a sintonização ótima será alcançada.

2.5 - Mecanismo de Movimento do Cabo

A causa primária da vibração do cabo é a esteira alternada de vórtices induzidos pelo vento nos lados superior e inferior. A ação cria uma pressão desbalanceada alternada, induzindo o condutor a um movimento para cima e para baixo, para a parcela do vento que incide perpendicularmente ao cabo.

A esteira proveniente de vórtices de cilindros se movendo em um fluido foi muito pesquisada. Entre os primeiros se destacaram Strouhal (1878), Bèrnard (1908) e Von Karman

(1912), o qual desenvolveu uma explicação teórica.

As variáveis envolvidas são o diâmetro do cilindro, a velocidade do vento e a viscosidade cinemática do ar, e elas estão relacionadas através do número de Reynolds.

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (42)$$

onde:

v = Velocidade do fluido [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

d = diâmetro [m]

ν = Viscosidade cinemática

Embora a viscosidade cinemática do ar varie com a temperatura, a variação é pequena em comparação com a faixa de velocidade de vento e do diâmetro do cabo. Experiências em cabos das linhas de transmissão mostraram que a faixa normal de interesse de velocidade do vento varia de 1 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] a 7 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], podendo em alguns casos chegar até a 9 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]; e o diâmetro dos cabos variam de 6 [mm] a 50 [mm].

O comportamento do ar escoando em torno de um cilindro muda de acordo com o número de Reynolds. Vários regimes de escoamento foram determinados, embora a velocidade de transição não possa ser exatamente definida. A figura 13 mostra que a vibração do condutor ocorre apenas em uma faixa de número de Reynolds onde a ação dos vórtices é observada, embora a turbulência esteja presente. Utiliza-se a faixa de $15 \cdot 10^3 \leq R_e \leq 40 \cdot 10^3$.

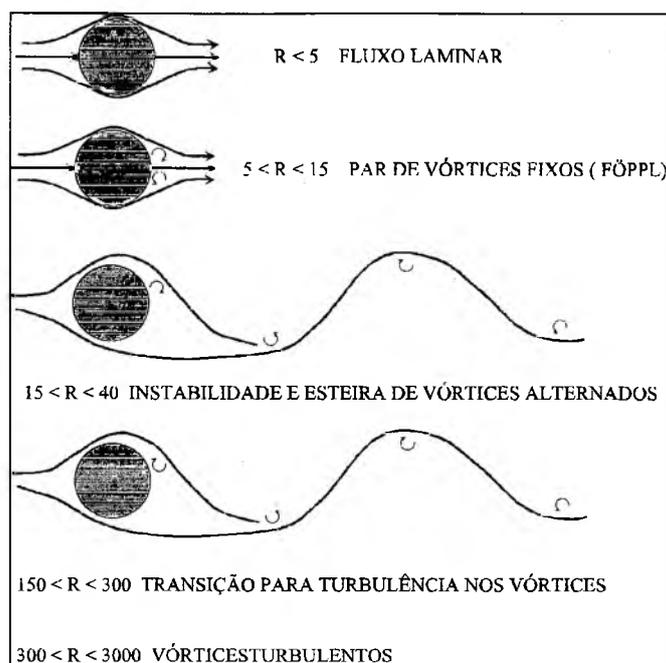


FIGURA 13 - Efeito do número de Reynolds sobre um cabo condutor cilíndrico.

Nas linhas de transmissão, os diâmetros de cabos mais utilizados estão na faixa de 6 a 50 [mm]. Considerando a viscosidade cinemática $\nu = 13,52 \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$, constante para a faixa de temperatura de trabalho, pode-se determinar a faixa de variação para o número de Reynolds.

Assim tem-se:

$$\nu = 13,52 \cdot 10^{-6} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$d_{\min} = 6 \text{ [mm]}$$

$$d_{\max} = 50 \text{ [mm]}$$

$$v_{\min} = 1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$v_{\max} = 7 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Logo:

$$Re_{\min} = \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{13,52 \cdot 10^{-6}} = 444$$

$$Re_{\max} = \frac{50 \cdot 10^{-3} \cdot 7}{13,52 \cdot 10^{-6}} = 25890$$

Um número adimensional que relaciona a velocidade do vento, o diâmetro do cilindro e a frequência dos vórtices é o número de Strouhal:

$$S = \frac{f \cdot d}{v}, \quad (43)$$

onde :

v = Velocidade do Vento [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

S = Número de Strouhal

d = Diâmetro do cabo [m]

f = Frequência dos vórtices (excitação do cabo) [Hz]

O número de Strouhal mostra uma moderada variação para número de Reynolds variando de 500 a 20000. Chen (1972), mostrou que diferentes valores para o número de Strouhal são obtidos para cilindros polidos em um escoamento do ar com baixa turbulência e cilindros com superfícies ásperas em um fluxo turbulento, (figura 14). Para a faixa de número de Reynolds que aqui interessa pode-se adotar um valor médio de **0,185** para o número de Strouhal.

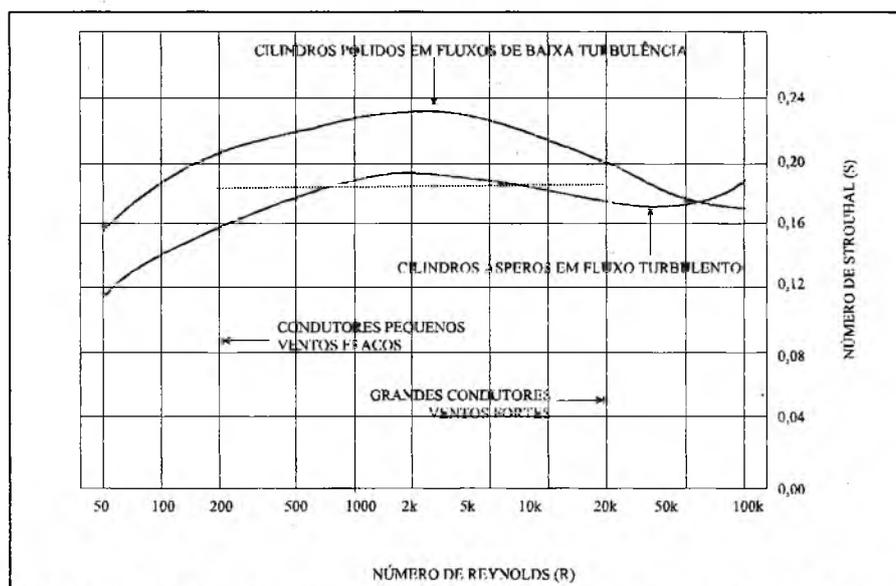


FIGURA 14 - Relação entre o número de Reynolds e o número de Strouhal.

O valor médio de 0,185 para o número de Strouhal será utilizado nos cálculos da faixa de frequência esperada para a força de excitação.

3 - MATERIAIS E MÉTODOS

Para obter os parâmetros otimizados dos neutralizadores elastoméricos, foram necessários vários ensaios no campo e em bancada, além do pós-processamento dos resultados em microcomputador.

Neste capítulo serão apresentados os recursos necessários e sua utilização, a metodologia adotada e o caminho escolhido para atingir o objetivo. A seqüência de atividades utilizadas foi:

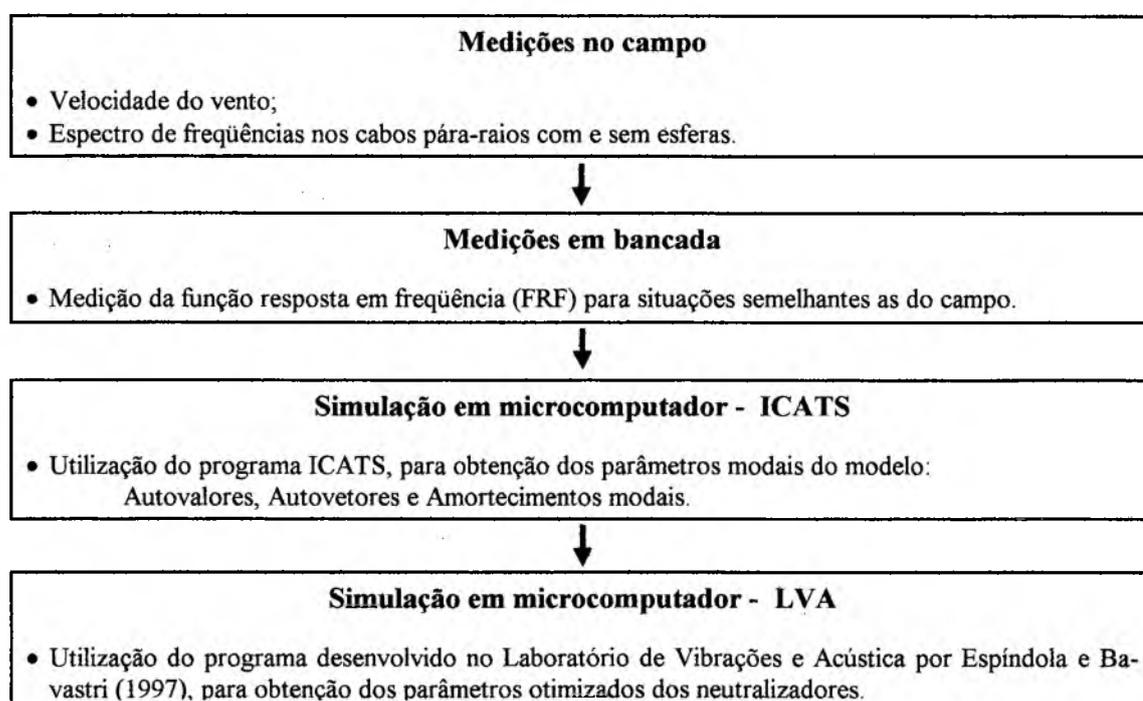


FIGURA 15 - Atividades Principais

3.1 - Medições no Campo

Para obter subsídios práticos sobre a direção, velocidade do vento, temperatura ambiente e do cabo pára-raios e as frequências envolvidas foram feitas medições por dois procedimentos diferentes no vão onde houve a ruptura total do cabo pára-raios, os quais estão relacionados a seguir.

3.1.1 - Topologia das Linhas de Transmissão de ITAIPU

A energia gerada na Usina de Itaipu é transportada ao sistema elétrico brasileiro por oito linhas de transmissão na tensão de 500 [kV], das quais quatro interligam a geração de 50 [Hz] com a subestação conversora e quatro a geração de 60 [Hz] com a subestação elevadora de Furnas em Foz do Iguaçu; com capacidade nominal de 1600 [MW] cada, e com extensão aproximada de 9 [km].

Após a ocorrência de ruptura total de um cabo pára-raios em uma das linhas de transmissão de 500 [kV], foram feitas inspeções em todas as linhas, onde encontrou-se cabos com ruptura dos fios de alumínio próximo às esferas de sinalização em diferentes graus de evolução.

Dados obtidos nas estações meteorológicas na região do lago mostram que o vento tem direção predominante Nor-Nordeste, a qual é perpendicular à linha onde houve a maior incidência de falhas

A figura 16 mostra um diagrama das principais linhas de transmissão, evidenciando o local onde foi encontrado o maior número de falhas e onde houve a ruptura total.

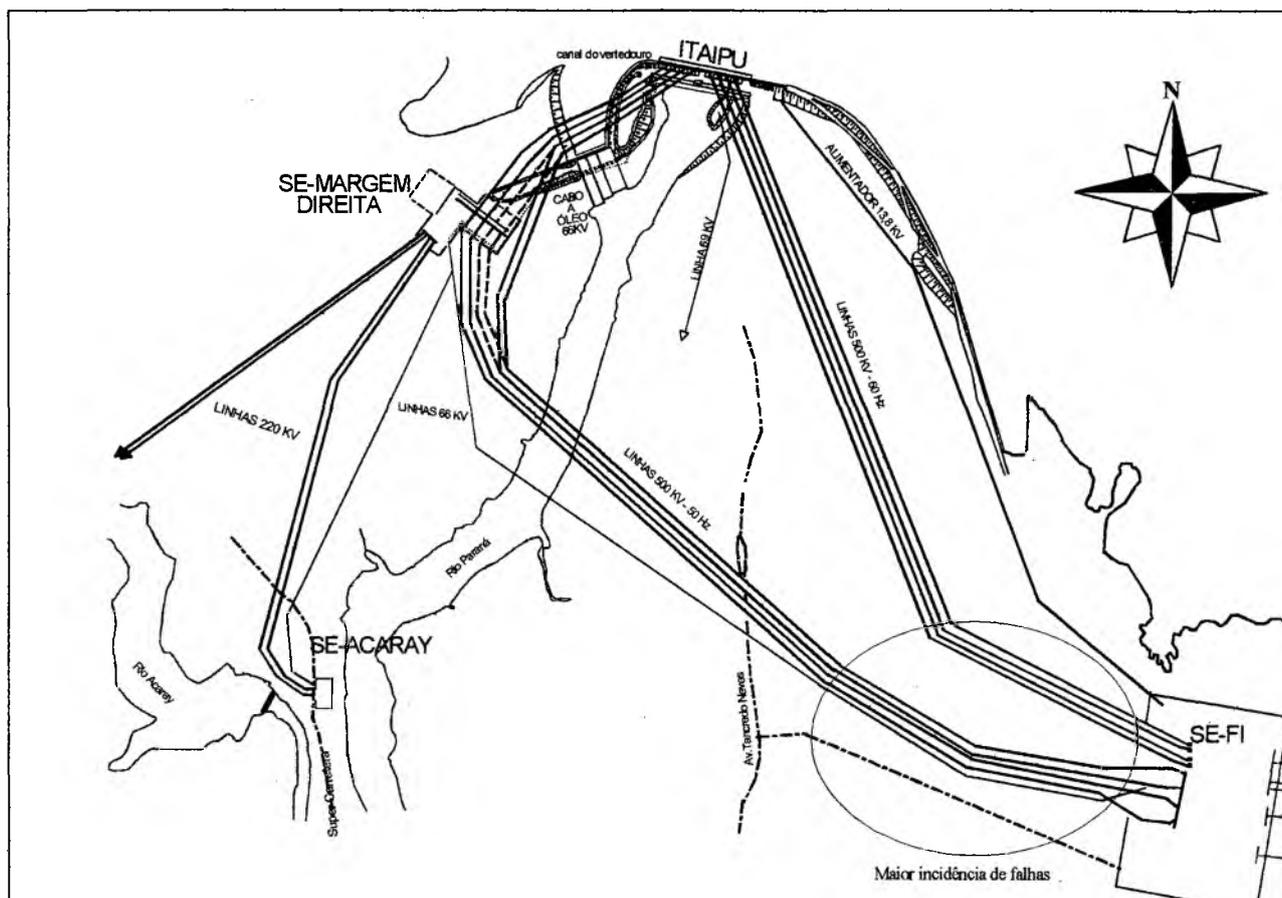


FIGURA 16 - Diagrama das linhas de transmissão de Itaipu-Furnas

3.1.2 - Medições Realizadas por FURNAS

Em março de 1990, foi solicitado à FURNAS que fizesse medições de vibração e dados meteorológicos em vários trechos das linhas de transmissão de 500 [kV], de acordo com os procedimentos normalizados pela IEEE 65-156.

Foi utilizado um instrumento da Ontario Hydro (figura 17), e o procedimento consiste em medir durante 1 segundo a cada 15 minutos por um período não inferior a 15 dias as vibrações no cabo a uma distância de 8,9 [cm] do ponto de suspensão do cabo na torre.

A principal avaliação da severidade das vibrações é que o limite máximo verificado do produto amplitude de deslocamento pico a pico e a frequência, para cabos de alumínio com alma de aço este valor não deve ser superior a 30,45 [mm.Hz].



FIGURA 17 - Medidor de vibrações Ontario Hydro

As medições de direção, velocidade do vento e temperatura ambiente foram feitas utilizando-se um anemógrafo da marca Meteorology Research (figura 18), o qual foi instalado na parte superior da torre.



FIGURA 18 - Anemógrafo Meteorology Research Inc.

Os níveis de vibrações medidos foram elevados, recomendando-se desta forma a instalação de *stockbridges adicionais próximo as torres*. Esta recomendação foi implantada em alguns vãos, para que pudesse ser avaliada a eficácia, para posterior implantação no restante das linhas. Após sua instalação, novas medições foram realizadas (Anexo 6), mostrando a redução da

vibração do cabo próximo às torres.

Apesar disso, a ruptura total do cabo pára-raios próximo a esfera de sinalização ocorreu exatamente em um dos vãos que apresentaram vibrações elevadas, mas que já possuíam dois stockbridges próximo as torres segundo especificação de projeto.

3.1.3 - Medições Especiais

Em função da impossibilidade de medições de vibração em pontos afastados da torre com os vibrógrafos disponíveis, foram feitas medições especiais em uma das linhas, em um vão adequadamente preparado (figura 19), com a finalidade de obter subsídios para os ensaios em bancada. Os resultados destas medições estão no item 4.1.1.

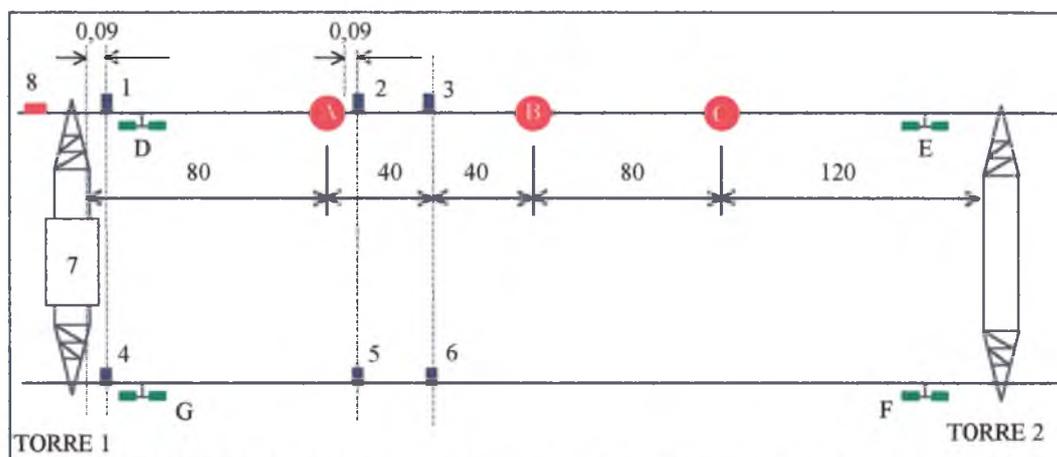


FIGURA 19 - Diagrama da configuração dos ensaios de campo.

Item	Descrição
1, 2, 3, 4, 5 e 6	Acelerômetros B&K 4370
7	Amplificadores de carga B&K 2635 e Anemógrafo
8	Sensor de Temperatura - RTD Pt 100
A, B e C	Esferas de sinalização aéreas
D, E, F e G	Stockbridges

Neste vão existem dois cabos pára-raios, em um deles foram colocadas três esferas e dois stockbridges, no outro cabo apenas os stockbridges foram utilizados. Os acelerômetros foram montados em posições semelhantes para comparação das medições. A temperatura de um

dos cabos foi monitorada através de um RTD do tipo Pt100 durante toda a duração das medições (figura 20 a), e sobre a torre instalou-se um anemômetro e um indicador de direção de vento (figura 20 b). Os amplificadores de carga ficaram acondicionados em uma caixa sobre a torre (figuras 20 b e 23). Os instrumentos ficaram dentro de um veículo, cuja carcaça foi aterrada (figura 22), e a fixação dos acelerômetros no cabo foi feita utilizando-se dispositivo com material isolante (figura 21). Estes cuidados foram tomados para reduzir o efeito da corrente induzida pelas linhas adjacentes.

Por motivos de segurança, as medições foram feitas aproveitando um desligamento programado para manutenção da linha, durante um período de 15 dias.

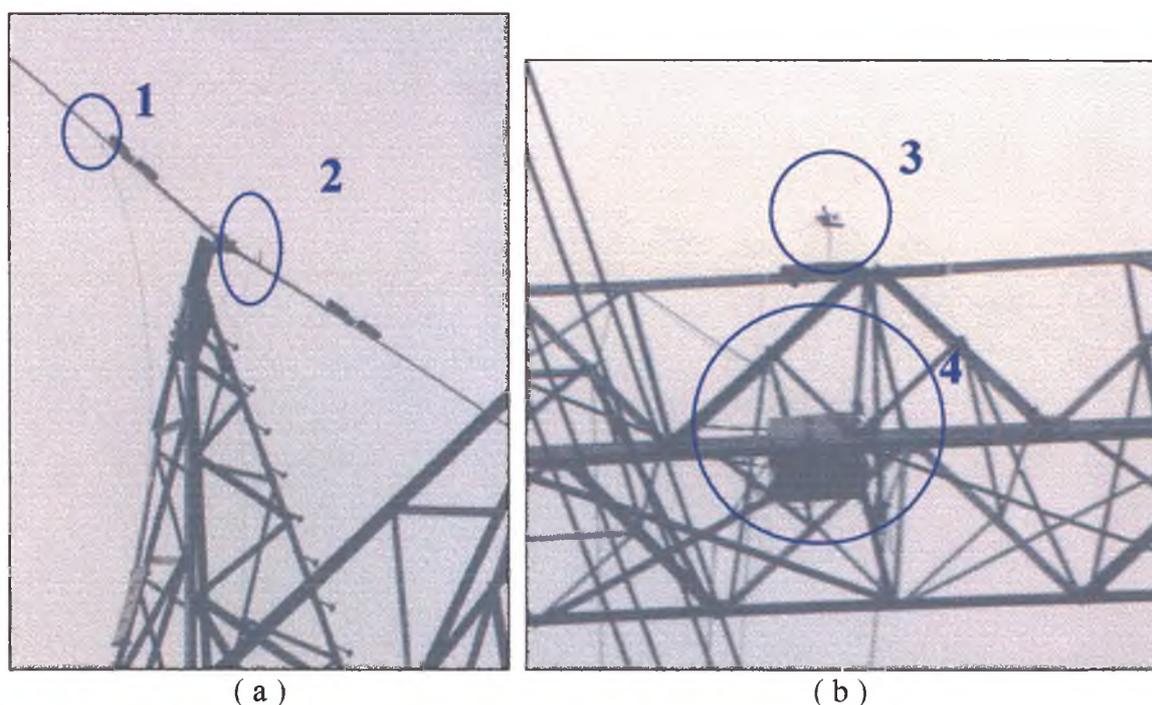


FIGURA 20 - Detalhes dos equipamentos de medição

Item	Descrição
1	RTD Pt100 - 3 fios
2	Acelerômetro B&K 4370
3	Anemômetro e medidor de direção do vento
4	Caixa com 06 amplificadores de carga B&K 2635

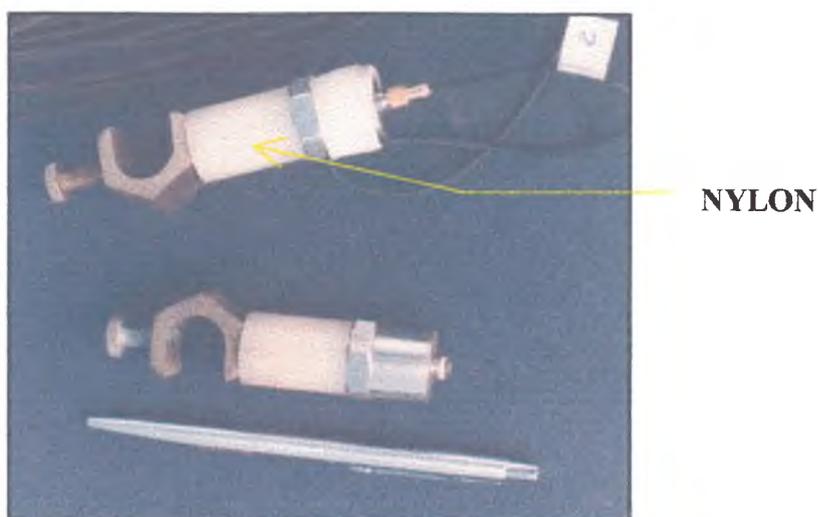


FIGURA 21 - Detalhe de montagem dos acelerômetros B&K 4370 para utilização no campo.



FIGURA 22 - Instrumentos utilizados para medições no campo.

Item	Descrição
1	Anemógrafo
2	Medidor de RTD Pt100 Johnis
3	Amplificadores de carga B&K 2635
4	Gravador Kyowa RTP 670A
5	Analisador de sinais SD 380 4C - Spectral Dynamics

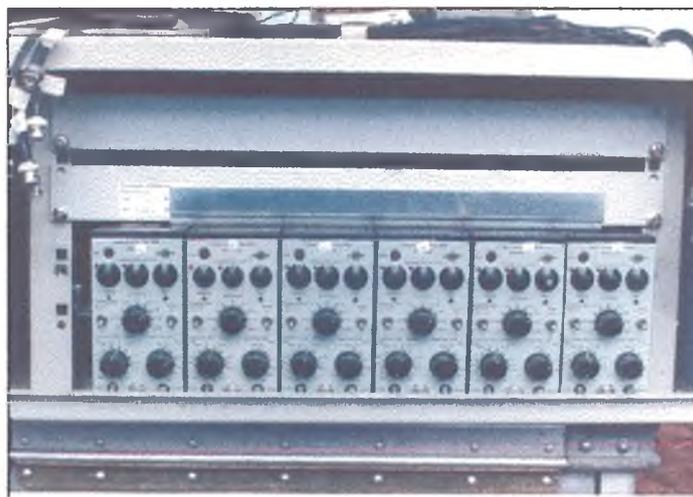


FIGURA 23 - Amplificadores de Carga.

3.2 - Escolha da Faixa de Frequência dos Ensaios

A escolha da faixa de frequência dos ensaios foi feita em função das velocidades predominantes do vento, para isso utilizou-se os valores obtidos nas estações meteorológicas da região do lago de ITAIPU desde 1980, e de medições realizadas próximo as linhas. Tem-se:

$$v \approx 14 \text{ a } 20 \left(\frac{\text{km}}{\text{h}} \right) \quad \text{ou} \quad v \approx 3,9 \text{ a } 5,56 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \quad \text{na direção NE.} \quad (44)$$

No capítulo 2 mostrou-se que a frequência de excitação esperada, causada pela passagem do vento no condutor, é dada por :

$$f = \frac{S \cdot v}{d} \quad (45)$$

v = Velocidade do vento $v \sim 14 \text{ a } 20 \text{ [km / h]}$ $v \sim 3,9 \text{ a } 5,56 \text{ [m / s]}$;

S = Número de Strouhal $S = 0,185$ (Valor médio para estas velocidades de vento) ;

d = Diâmetro do cabo $d = 16,3 \text{ [mm]}$.

Logo as frequências mínima e máxima serão respectivamente:

$$f_{\min} = \frac{0,185 \cdot 3,9}{0,0163} \Rightarrow f_{\min} = 44 \text{ [Hz]}$$

$$f_{\max} = \frac{0,185 \cdot 5,56}{0,0163} \Rightarrow f_{\max} = 63 \text{ [Hz]}$$

(46)

O cálculo dos parâmetros otimizados dos neutralizadores será feito nesta faixa de frequência, mas como deve ser considerado o efeito dos modos adjacentes, selecionou-se a faixa de frequências de **35 a 85 [Hz]**, que atende aos requisitos do programa de otimização e também das características do analisador de sinais disponível.

3.3 - Ensaio de Vibração na Bancada de Testes

3.3.1 - Introdução

Todos os componentes da bancada são os mesmos utilizados no campo, como por exemplo o cabo, os stockbridges e as esferas das linhas de sinalização.

Os objetivos principais dos ensaio são:

- Identificar o comportamento vibratório do cabo em cada condição;
- Identificar a causa de rompimento do cabo no vão entre as esferas;
- Determinar o posicionamento ideal dos neutralizadores;
- Determinar os parâmetros modais.

3.3.2 - Discretização do Cabo

Uma vez que os parâmetros modais serão obtidos através de medição da resposta em frequência em pontos discretos do cabo, deve-se determinar a distância mínima necessária para poder analisar a componente maior de frequência a que o cabo será submetido, que é 85 [Hz].

As frequências para um cabo tensionado, podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$f_1 = \frac{1}{2L_v} \sqrt{\frac{T}{\mu_l}} ; f_n = \frac{n}{2L_v} \sqrt{\frac{T}{\mu_l}} = n \cdot f_1. \quad (47)$$

Onde :

L_v = comprimento do vão livre,
 T = tensão de esticamento,

μ_l = densidade linear do cabo.
 n = n.º de meios comprimentos de onda.

Assim, tem-se:

$$f_1 = \frac{1}{230,20} \cdot \sqrt{\frac{9000}{0,546}} = 2,124(\text{Hz}) .$$

Para esta frequência, o comprimento de onda é igual ao dobro do comprimento do vão; e corresponde ao primeiro modo de vibrar do cabo. Tomando-se a frequência de 85 [Hz], podemos estimar que teremos:

$$n = \frac{85}{2,124} = 40 .$$

ou seja, o modo 40, que corresponde a uma distância entre dois nós de:

$$d = \frac{30,2}{40} = 0,755 (m) .$$

Na prática, para facilitar a marcação das divisões, o cabo foi dividido descontando-se 10 [cm] a partir das extremidades, e os 30 [m] restantes foram divididos em 80 partes de 37,5 [cm], perfazendo 81 pontos. Esta divisão feita arbitrariamente, é suficiente para analisar a maior frequência na faixa de interesse, ou seja, aquela excitada pelo vento no condutor sob estudo, 85 [Hz].

3.3.3 - Configurações das Bancadas

A figura 24, mostra as principais dimensões da bancada e os pontos onde foram feitas as medições.

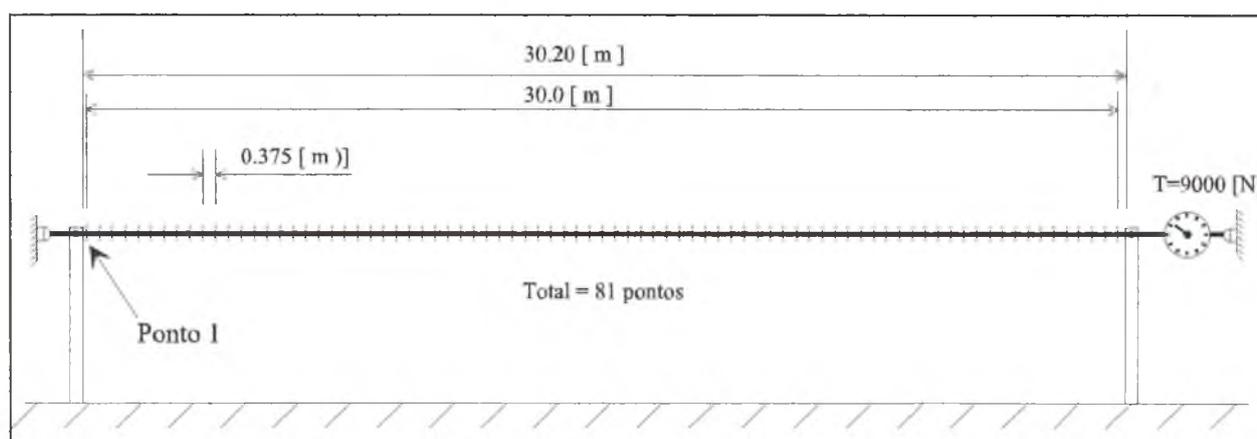


FIGURA 24 - Dimensões da bancada de ensaios.

Três configurações que são utilizadas nas linhas foram ensaiadas. Os instrumentos utilizados nas três situações e posicionamento do excitador eletrodinâmico para as medições de FRF no cabo livre, são apresentadas na figura 25. Nesta situação, manteve-se a excitação no ponto 2 que esta a 47,5 [cm] do ponto de fixação, e mediu-se a resposta nos 81 pontos.

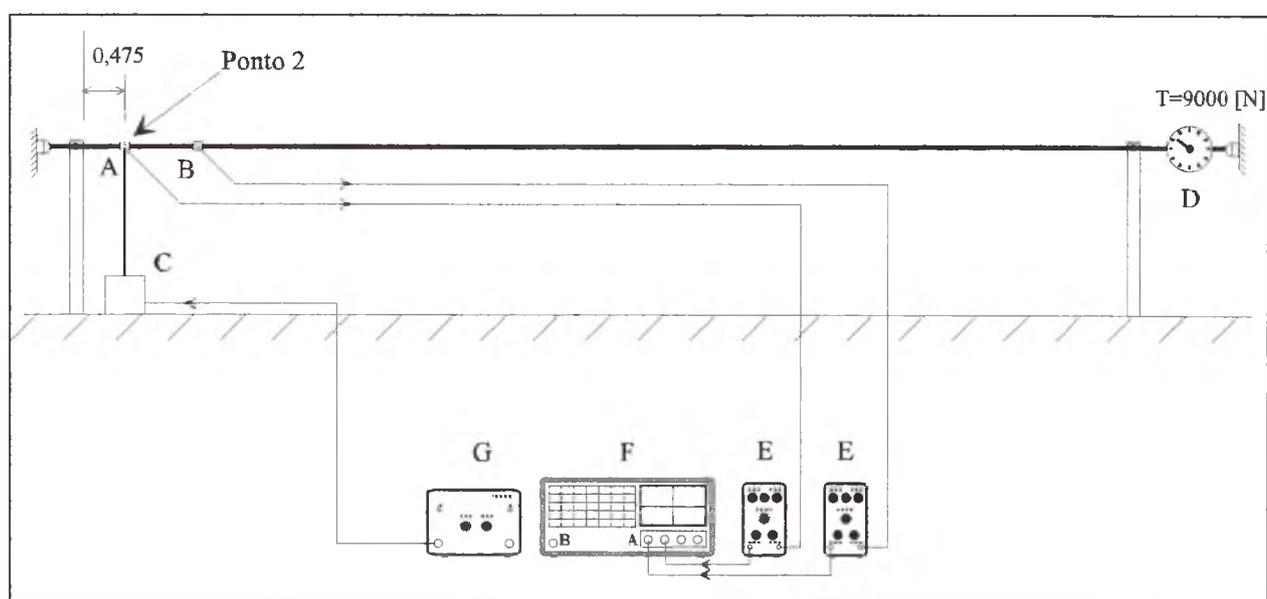


FIGURA 25 - Bancada de testes e instrumentos para o cabo livre.

Item	Descrição
A	Célula de Carga B&K 8200
B	Acelerômetro B&K 4370
C	Excitador Eletrodinâmico - força de excitação aplicada no ponto 2
D	Dinamômetro
E	Amplificador de Carga B&K 2365
F	Analisador e Gerador de Sinais HP 35670A
G	Amplificador de Corrente B&K 2706

A segunda configuração é a da figura 26. Nesta o ponto de aplicação da excitação foi o 22 situado no vão entre as esferas, os stockbridges foram colocados nos pontos 3 e 79, como no ensaio anterior, e as esferas foram posicionadas de tal maneira que os centros ficassem nos pontos 20 e 62, onde antes da colocação das esferas foram montados acelerômetros para permitir a medição das FRFs também nestes pontos.

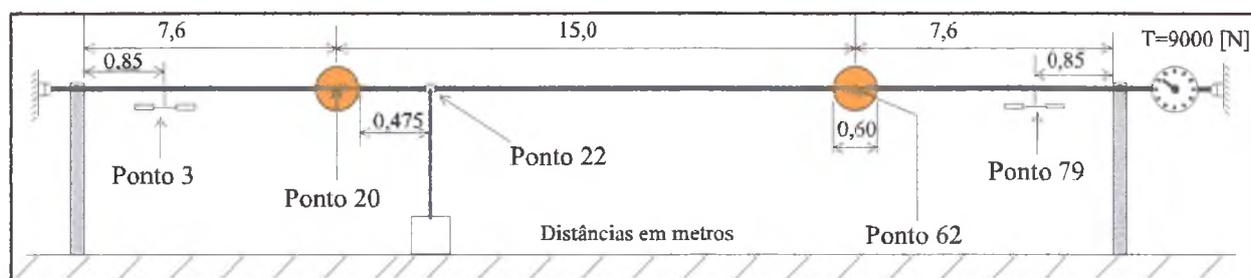


FIGURA 26 - Bancada para teste com as esferas de sinalização aéreas.

A configuração da figura 27 é muito comum nas linhas de transmissão e deverá servir como base de comparação inicial para eficiência entre os neutralizadores convencionais e os neutralizadores elastoméricos projetados com parâmetros otimizados. A excitação foi aplicada no ponto 5, os stockbridges foram colocados nos pontos 3 e 79.

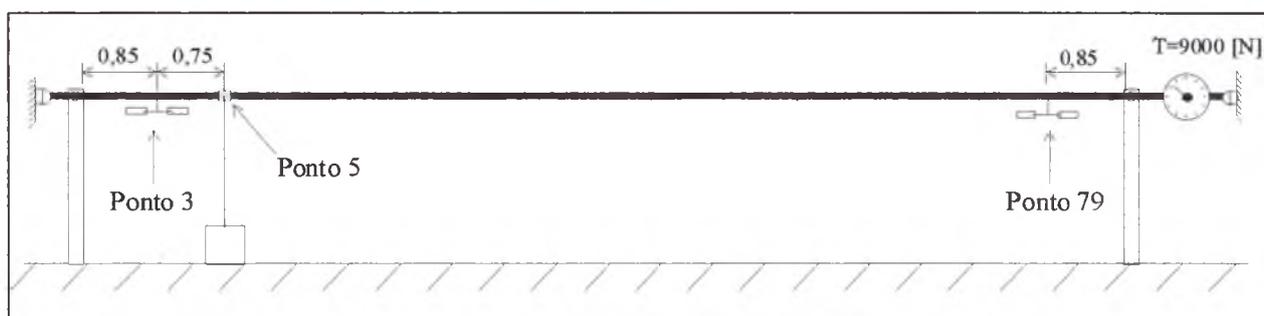


FIGURA 27 - Bancada para teste com os stockbridges.

A seguir são apresentadas algumas fotos com detalhes das configurações utilizadas nos ensaios:

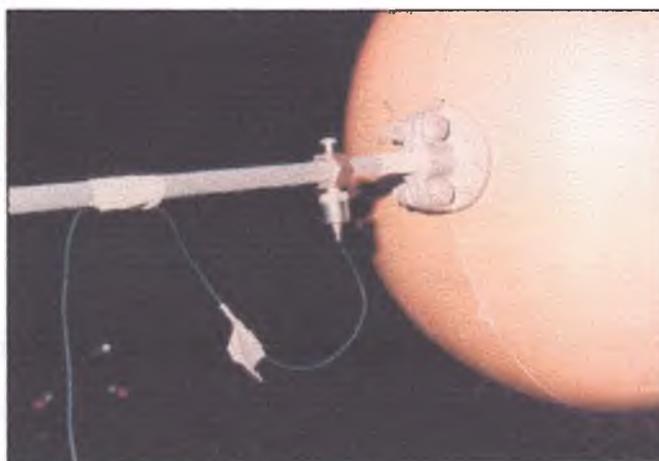


FIGURA 28 - Detalhe da fixação do acelerômetro no cabo.



FIGURA 29 - Excitador eletrodinâmico e célula de carga.

3.3.4 - Configurações dos Instrumentos

Faixa de frequência :	35 a 85 [Hz]
Número de linhas espectrais :	1600
Resolução em frequência :	$31,25 \cdot 10^{-3}$ [Hz]
Janela :	Uniforme
Sensibilidade dos acelerômetros :	9.98 [pC.g ⁻¹]
Excitação :	“Burst Chirp”

A excitação utilizada foi a do tipo “Burst Chirp” (figura 30). A saída do gerador de sinais fornece um sinal do tipo “CHIRP”, durante uma parte do “Time Record”. Este tipo de excitação é periódica, por isso, deve-se utilizar “Source Trigger”, e “Uniform Window”. É ideal para estruturas com baixíssimo amortecimento como é o caso do cabo utilizado.

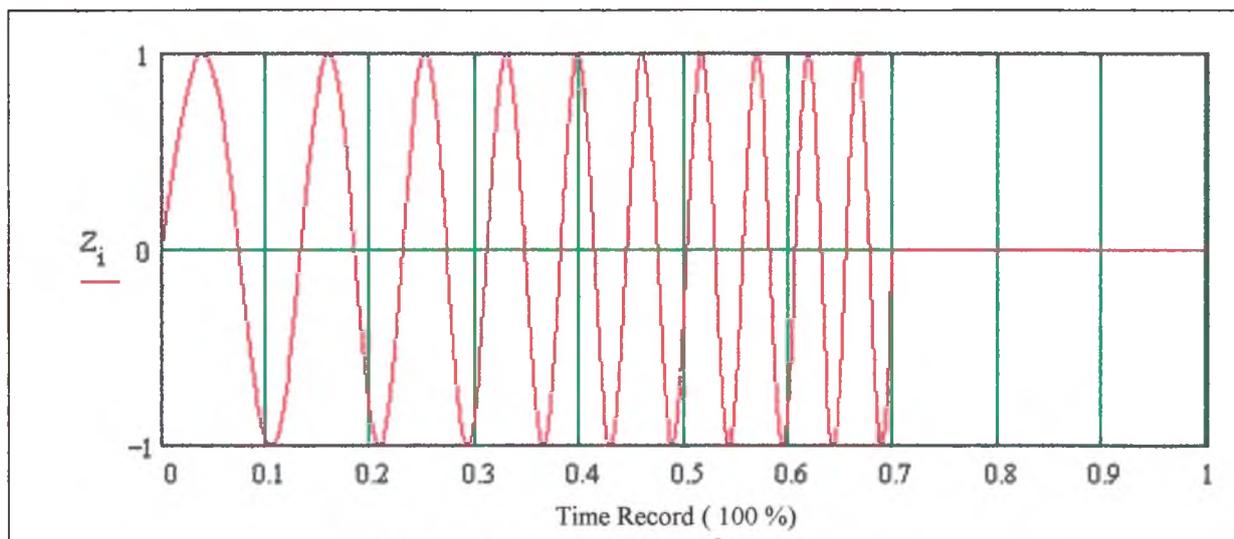


FIGURA 30 - Excitação "Burst Chirp" 70%.

As definições dos termos empregados acima são:

Time Record:	É o tempo de amostragem necessário para a realização de uma FFT, essencialmente o bloco básico para todos os analisadores de FFT.
Periodic Chirp:	É uma varredura senoidal rápida sobre a faixa de frequência escolhida, que se repete em intervalos de tempos iguais do "Time Record". O efeito do "Periodic Chirp" é igual ao do ruído branco de banda limitada, mas o espectro é muito mais plano que este último.
Burst Chirp	É um "Periodic Chirp" que tem duração de X% do "Time Record". Na excitação do cabo, utilizou-se a 70%.
Uniform Window:	Tem formato retangular e não atenua nenhuma porção do registro de tempo, o peso é igual em todas as frequências. Devido ao fato de que a janela uniforme não força o sinal a ser nulo nas extremidades do registro de tempo, ele é geralmente utilizado com sinais que vão para zero naturalmente como os transientes e "chirp".

3.3.5 - Metodologia Utilizada nas Medições

Cada FRF foi obtida a partir da excitação em um ponto e medindo-se a resposta em todos os pontos do cabo. A força medida em Newtons e a resposta medida em aceleração em

metros por segundo ao quadrado, assim o parâmetro escolhido foi *Inertância*.

Um dos itens que necessitou de maiores cuidados foi o posicionamento do excitador eletrodinâmico. Para cada configuração foram feitos testes preliminares para garantir a excitação de todos os modos dentro da faixa de interesse, sem com isso ficar em uma região de alta rigidez. O nível da excitação foi ajustado para o máximo possível dentro da região de linearidade, que foi ajustada com o teste da reciprocidade. Este consiste em verificar a semelhança da função resposta em frequência em pontos recíprocos, ou seja, $H_{AB} = H_{BA}$, onde H é a função resposta em frequência.

3.4 - Identificação dos Parâmetros Modais

Os parâmetros modais do sistema primário foram obtidos através das FRFs medidas experimentalmente na bancada de ensaios, no domínio da frequência, utilizando o programa de computador ICATS, de propriedade do LVA. Este programa consta de quatro módulos:

- MODENT,
- MODESH,
- MESHGEN,
- MODAQ.

3.4.1 - MODENT

O módulo MODENT dispõe de vários métodos para identificar os modos de vibração de uma estrutura qualquer no domínio da frequência a partir de FRFs obtidas experimentalmente.

Duas destas técnicas, Ident e Global-M, foram utilizadas, ambas para análise em sistemas de múltiplos graus de liberdade.

A - IDENT :

É uma rotina de análise onde todos os modos são identificados simultaneamente para

uma única FRF. É ideal para sistemas com baixo amortecimento, uma vez que a consideração de que os modos reais estão presentes é inerente deste tipo de sistema. Ele realiza uma análise modal clássica de um sistema de múltiplos graus de liberdade, para extrair os parâmetros modais de uma FRF. É uma técnica poderosa que realiza uma rápida análise modal em uma faixa de frequência selecionada. Utiliza apenas alguns poucos pontos das FRFs medidas, permitindo selecionar apenas a faixa onde os dados estão bons, ignorando as regiões com ruído. Resumidamente, este módulo monta uma matriz quadrada igual ao número de modos analisados, inverte a matriz para obter os parâmetros modais, e regenera as curvas das FRFs para que possa ser verificada a precisão da análise. Uma boa análise baseada em apenas alguns poucos pontos selecionados irão regenerar com sucesso toda a curva de FRF.

B - GLOBAL-M :

É uma rotina de análise adequada para análise de múltiplas FRFs, e tem a grande vantagem de produzir um conjunto de dados consistente de parâmetros modais. É baseado em uma *Decomposição de Valor Singular Complexa* de um sistema de matrizes expresso em termos das propriedades das FRFs medidas. Tem a vantagem de identificar modos que estão muito próximos.

Ambos métodos foram utilizados, e os resultados obtidos foram semelhantes. A figura 31 mostra as possibilidades de análise utilizadas neste modo

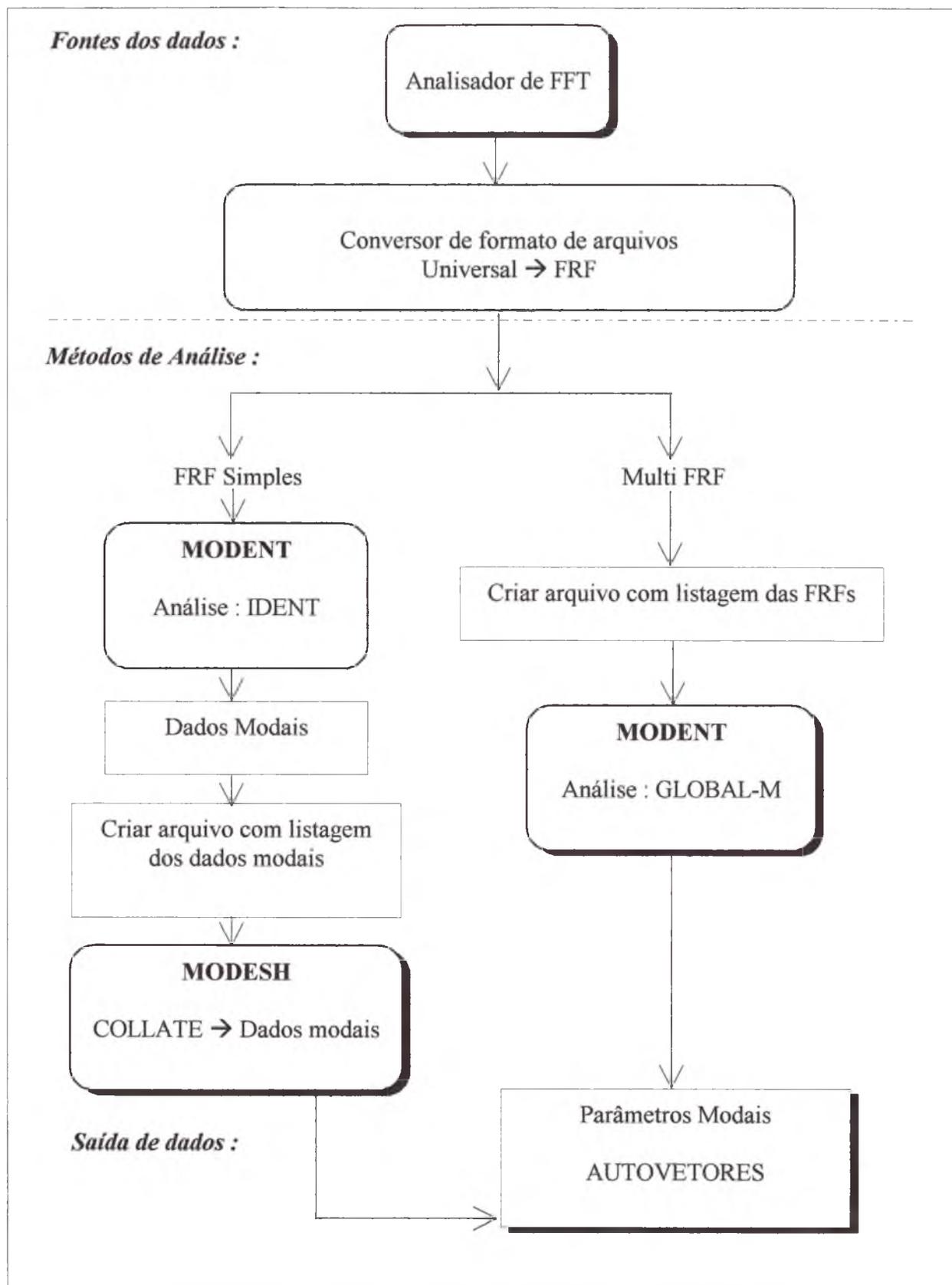


FIGURA 31 - Sequência de cálculos utilizada com o MODENT

3.4.2 - MESHGEN

Meshgen é um programa interativo utilizado para gerar uma malha dos pontos de medição para ficar semelhante à estrutura sob análise; o produto final é uma imagem que pode ser automaticamente animada a partir dos parâmetros identificados. A figura 32 mostra o diagrama utilizado para as animações. A utilização desta técnica foi um dos pontos que mais ajudou a identificar o problema nos cabos pára-raios.

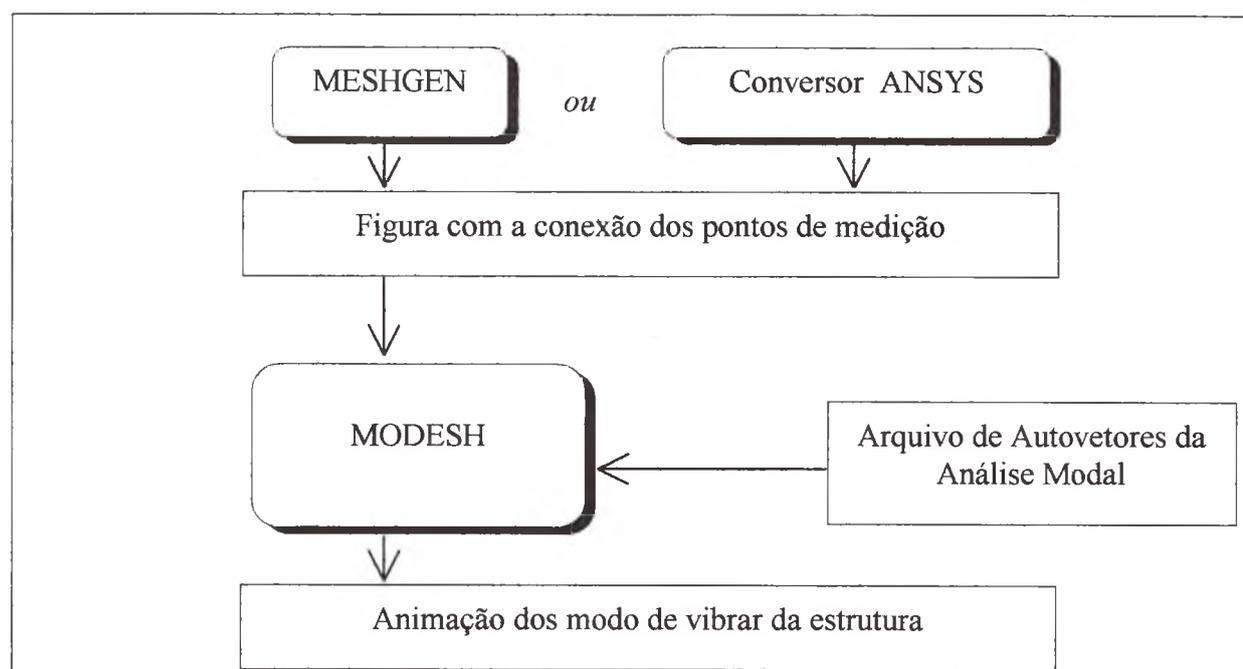


FIGURA 32 - Animação

3.4.3 - MODESH

Este é o módulo de pós-processamento do ICATS. Foi utilizado para obter, a partir dos parâmetros modais individuais do IDENT, um arquivo consistente de autovetores. Para sua utilização deve-se montar um arquivo contendo uma listagem de todos os arquivos individuais dos parâmetros modais.

Este módulo também é utilizado para mostrar a animação dos modos de vibrar da estrutura, como pode ser visto na figura 49.

3.4.4 - MODAQ

Este é o módulo de aquisição de dados deste programa e não foi utilizado por que não possui programa gerenciador para o analisador utilizado. Foi utilizado um programa do analisador HP para converter do formato original para o formato de entrada do ICATS. Este programa é o SDFTO58.EXE.

3.5 - Cálculo dos Neutralizadores em Banda Larga

Os parâmetros dos neutralizadores foram calculados com a utilização do programa QUASNCTE.EXE, desenvolvido por Bavastri (1997), devidamente ajustado para atender ao modelo utilizado.

Considerar-se-á o problema da utilização de dois neutralizadores em um trecho do cabo e que eles serão construídos do mesmo material viscoelástico.

3.5.1 - Variável de Projeto e Função Objetivo.

O modelo do neutralizador utilizado é o viscoelástico. As variáveis de projeto são dadas pela equação (37), que considera todos os neutralizadores com materiais iguais, já que será utilizado na prática o mesmo material viscoelástico.

A função objetivo utilizada para o controle de vibrações de uma estrutura contendo vários modos na faixa de análise foi apresentada, de forma geral, na equação (38).

3.5.2 - Método de Programação Não Linear

O método de otimização não linear utilizado é o Quase-Newton. Este método, além de dar excelentes resultados, reduz o tempo computacional, ideal para este tipo de problema, onde o simples fato de chamar a função objetivo produz um esforço computacional elevado. É conveniente lembrar que o valor da função objetivo precisa do conhecimento das coordenadas principais em toda a faixa de frequência de análise.

3.5.3 - Esquema Básico na Busca dos Parâmetros Otimizados.

Os dados de entrada do programa são os parâmetros modais do sistema primário, o número de neutralizadores, sua posição na estrutura, a relação de massas μ , a faixa de frequência que se quer controlar as vibrações, números de pontos utilizados para a resolução da faixa de frequência utilizada, o número de modos a serem controlados e o seu posicionamento na matriz modal, o ponto inicial de busca e um critério de parada, quando os parâmetros ótimos forem obtidos. O esquema básico da metodologia adotada é mostrado na figura 33.

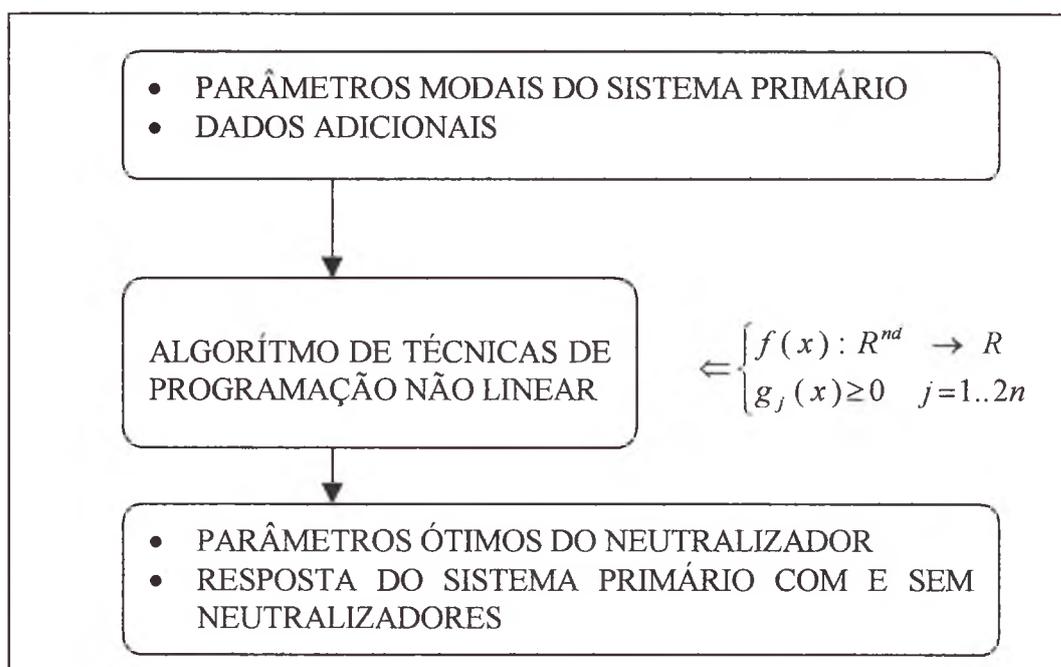


FIGURA 33 - Esquema básico para cálculo dos parâmetros otimizados

Os parâmetros modais do sistema primário são as frequências naturais não amortecidas, o fator de perda modal η , e o vetor dos modos de vibrar em cada frequência.

4 - RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados das medições no campo, bancada e os critérios adotados para a escolha da configuração da bancada de ensaios utilizada para a obtenção dos parâmetros modais.

São apresentados, também, o cálculo dos parâmetros otimizados, as dimensões dos neutralizadores elastoméricos, e uma simulação mostrando a variação dos parâmetros otimizados em função da faixa de frequência e do número de modos selecionados para análise.

4.1 - Medições no Campo

4.1.1 - Introdução

As medições da vibração dos cabos pára-raios na linha de transmissão, com montagem especial são apresentadas. Elas são importantes, pois permitem conhecer melhor o funcionamento real, para que as simulações em bancada sejam o mais próximo possível do comportamento vibratório das linhas. A duração das medições foi de 15 dias, e os dados apresentados nos oscilogramas foram escolhidos por ser a situação típica no período.

O diagrama representativo da configuração utilizada está na figura 19, capítulo 3. As

figuras 34, 35, 36 e 37, ACC1 referem-se ao acelerômetro da posição 1 da figura 19; ACC2, ao acelerômetro 2, e assim por diante. São apresentados os sinais no domínio do tempo e da frequência para cada um dos pontos de medição, a exceção do acelerômetro 5, que fica no cabo pára-raios que está sem as esferas, por mal contato no cabo próximo ao acelerômetro durante a montagem, e que não pôde ser solucionado.

4.1.2 - Frequência Natural do Vão

A estimativa da frequência fundamental do vão sob ensaio é feito com base nos parâmetros de projeto, considerando a temperatura ambiente de 20 [°C]. Tem-se que:

Comprimento	$L_v = 285 \text{ [m]}$
Tensão de esticamento	$T = 9000 \text{ [N]}$
Densidade linear	$\mu_l = 0.546 \text{ [kg.m}^{-1} \text{]}$

Pela equação 47, tem-se uma frequência fundamental de:

$$f = \frac{1}{2 \cdot L_v} \cdot \sqrt{\frac{T}{\mu_l}} = \frac{1}{2,285} \cdot \sqrt{\frac{9000}{0,546}} \quad (48)$$

$$f = 0,225 \text{ (Hz)}$$

4.1.3 - Resultados das Medições

As unidades de medição estão representadas individualmente em cada gráfico, e estão em aceleração [m.s²], em função da maneira como o sinal foi gravado.

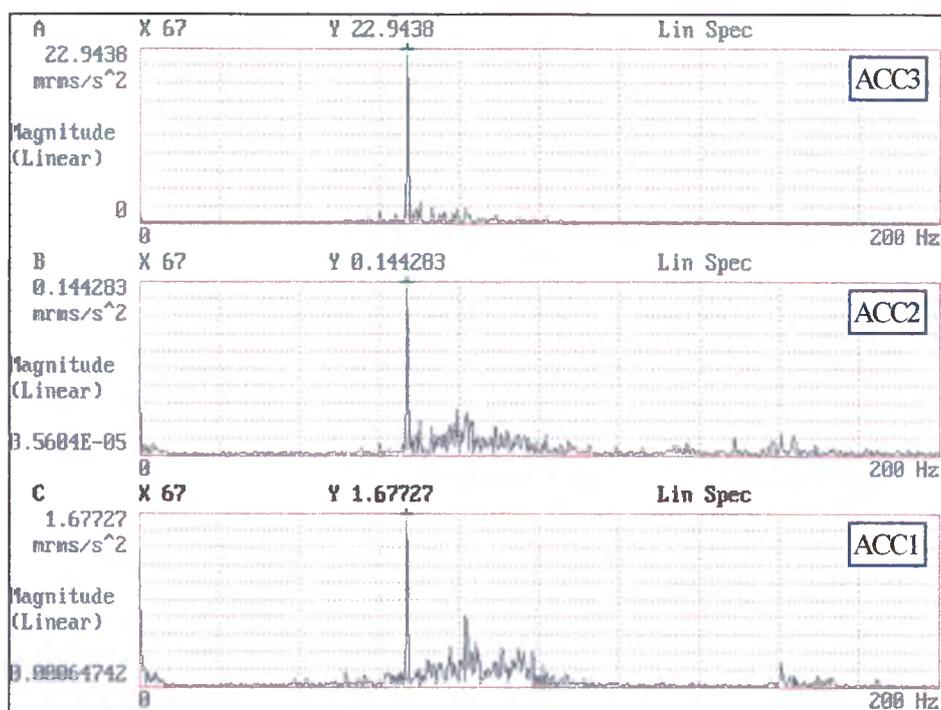


FIGURA 34 - Densidade espectral Acelerômetros 1, 2 e 3 - Cabo com esferas e stockbridges.

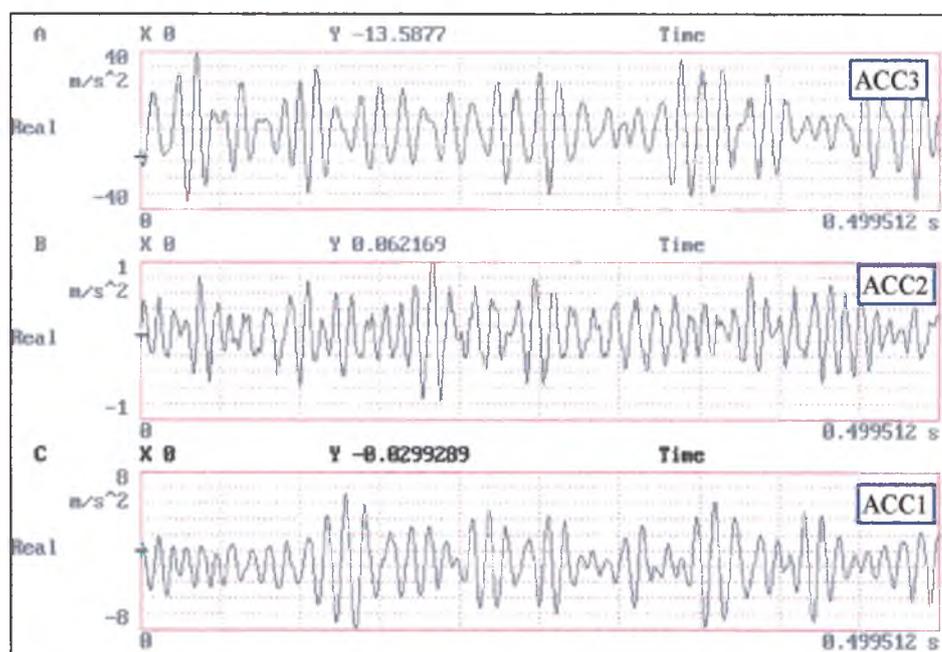


FIGURA 35 - Sinal no tempo - Acelerômetros 1, 2 e 3 - Cabo com esferas e stockbridges.

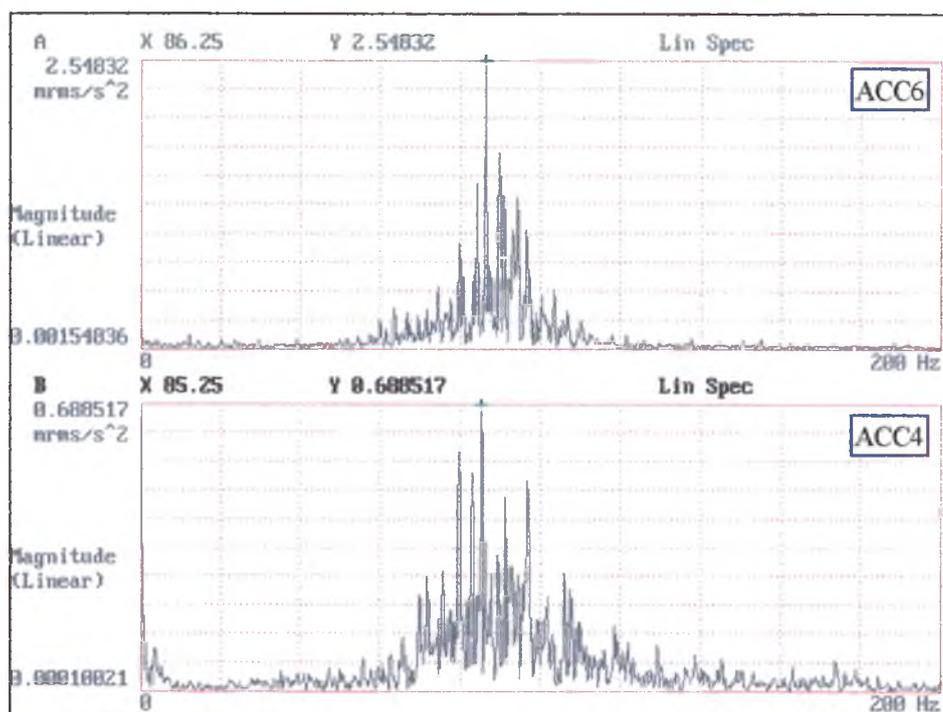


FIGURA 36 - Densidade espectral Acelerômetros 4 e 6 - Cabo só com stockbridges.

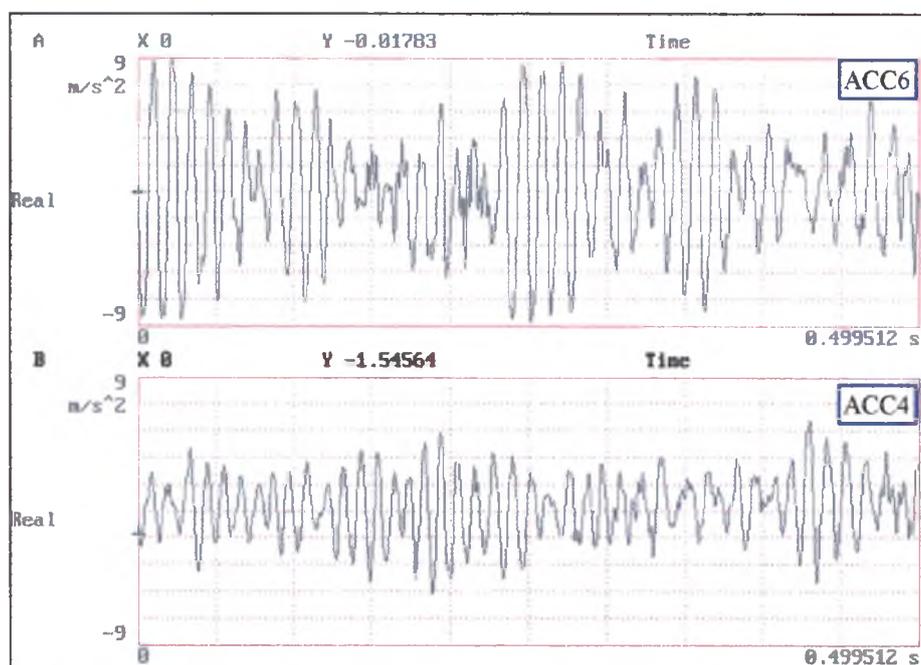


FIGURA 37 - Sinal no tempo - Acelerômetros 4 e 6 - Cabo só com stockbridges.

4.1.4 - Comentários

Devido a proximidade das harmônicas, o vento, mesmo quando com velocidade praticamente constante e propícia a formação dos vórtices que causam as vibrações do cabo, excita

uma banda estreita de frequências próximas que causa o fenômeno do batimento, o qual pode ser observado nas figuras 35 e 37. No cabo pára-raios com as esferas observa-se uma frequência que é predominante, figura 34; esta característica não é tão acentuada no outro cabo pára-raios.

Os registros de vibração foram feitos no mesmo instante de tempo, mas mesmo assim pode-se notar uma diferença na faixa de frequências dos dois cabos.

Comparando a vibração registrada nos cabos pára-raios, pode-se notar que:

- O valor máximo da vibração no acelerômetro 3, que fica entre as esferas, é mais de 9 vezes superior ao acelerômetro 6, que fica em uma posição correspondente no outro cabo.
- No cabo pára-raios que contém as esferas existe uma frequência cuja amplitude é muito maior que as demais, o que não acontece no outro cabo.
- O nível das vibrações próximo as torres, nos dois casos são coerentes com os valores medidos por Furnas e estão dentro dos limites estabelecidos por norma.
- A vibração próximo a esfera (ACC2), na frequência de 67 [Hz], é mais de 150 vezes inferior à vibração na parte central do cabo entre as esferas.
- A vibração máxima, na parte central do cabo pára-raios sem esferas, é 8 vezes inferior a posição similar no outro cabo.

As velocidades do vento, com maior incidência no período do ensaio, variaram de 5,0 a 6,0 [m.s⁻¹]; observou-se que com 5,7 [m.s⁻¹], além das vibrações no cabo atingirem as maiores intensidades, ouvia-se um forte ruído que era proveniente das esferas. Elas são bipartidas, e como o encaixe destas partes não é perfeito, a vibração no cabo causa o contato entre as partes irradiando um som de alta intensidade. Utilizou-se um medidor de ruído B&K 2203, com filtro de oitava B&K 1613, e foi constatado que a banda de 63 [Hz] apresentava a maior intensidade sonora. Nas inspeções verificou-se que em algumas esferas os parafusos de fixação dos flanges afrouxaram danificando a esfera, figura 38.



FIGURA 38 - Detalhe do flange de fixação da esfera danificado.

4.2 - Bancada com Esferas e Stockbridges

4.2.1 - Introdução

Com o primeiro ensaio em bancada, buscou-se reproduzir a condição no campo onde houve a ruptura total do cabo e que apresentou os maiores níveis de vibração medidos no campo, ou seja, o vão com esferas, cujo diagrama é mostrado na figura 26.

A montagem dos stockbridges foi feita de acordo com a especificação do fabricante que pode variar de 0,80 a 1,0 [m] das extremidades de fixação do cabo. Neste caso procurou-se montar os stockbridges coincidindo com pontos nos quais o cabo foi discretizado, por isso foram montados nos pontos 3 e 79, que ficam a 0,85 [m] das extremidades.

4.2.2 - Função Resposta em Frequência com Excitação no Ponto 02

Um dos principais problemas encontrados para a execução dos ensaios na bancada foi simular a ação do vento. Na prática ele atua em toda a extensão do cabo e a força introduzida é diretamente proporcional ao seu comprimento. Nesta configuração temos componentes fixados no cabo que poderiam interferir na simulação, o que foi confirmado mais tarde.

A excitação foi colocada inicialmente no ponto 2, que fica entre a fixação do cabo e o stockbridge, procurando excitar o maior número possível de modos na faixa de frequência escolhida, mas por ser este um ponto de alta rigidez, a qualidade do sinal das FRFs foi muito baixa, apresentando ruído mesmo com elevado número de médias.

Na figura 39 apresentam-se as FRF_{18-2} (entre esfera e stockbridge), FRF_{20-2} (no centro da esfera) e FRF_{22-2} (no vão entre as esferas).

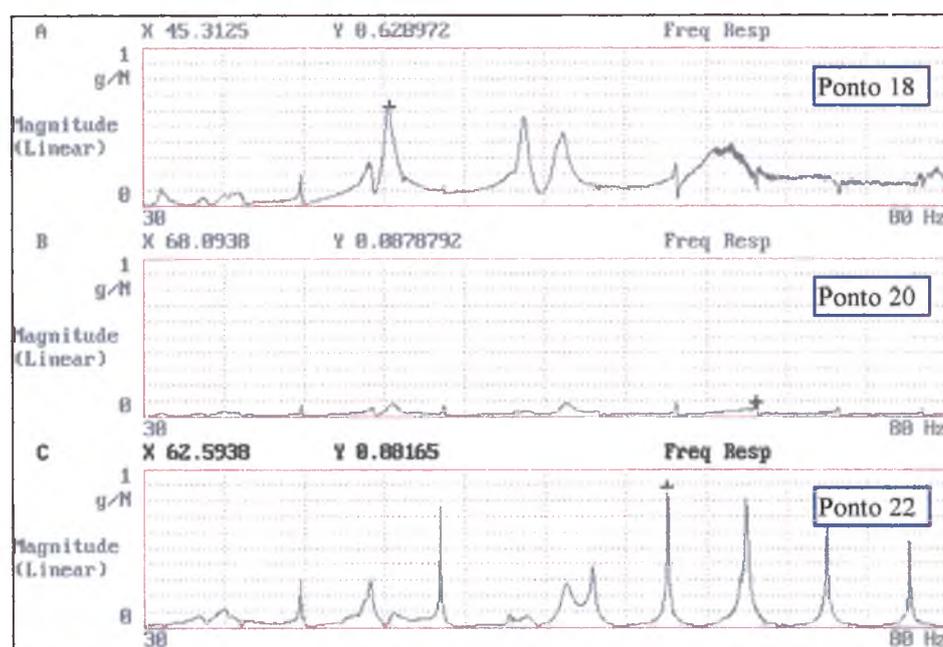


FIGURA 39 - FRFs no centro e em pontos adjacentes a uma das esferas.

Pode-se observar que a resposta é baixa no interior da esfera (Ponto 20), e que as vibrações são amplificadas no vão entre elas, principalmente nas frequências superiores a 60 [Hz].

A diferença entre duas ressonâncias consecutivas deve ser aproximadamente igual a frequência fundamental do cabo. Para esta bancada este valor é de 2,12 [Hz], conforme calculado no item 3.3.2, porém observa-se, principalmente na região entre as esferas, que este valor é de 4[Hz], que para a tensão de esticamento utilizada deve ser o valor da fundamental para um vão de 15 [m], exatamente a distância entre as esferas.

Este foi o primeiro indício da formação de um sub-vão onde as vibrações são elevadas, a frequência fundamental é igual a de um vão com a distância entre elas.

4.2.3 - Função Resposta em Frequência com Excitação no Ponto 22

Em função da baixa qualidade das FRFs das medições apresentados anteriormente, procurou-se excitar o cabo em outros pontos, de maneira a não se perder modos de vibrar, o que apresentou melhores resultados foram os pontos 22 e 60, que ficam no vão entre as esferas a 0,475 [m] do flange de fixação; foi escolhido o ponto 22. Esta distância é a mesma do ponto 2 até a fixação do cabo; com esta situação foram medidas as FRFs nos 81 pontos do cabo e calculados os parâmetros modais.

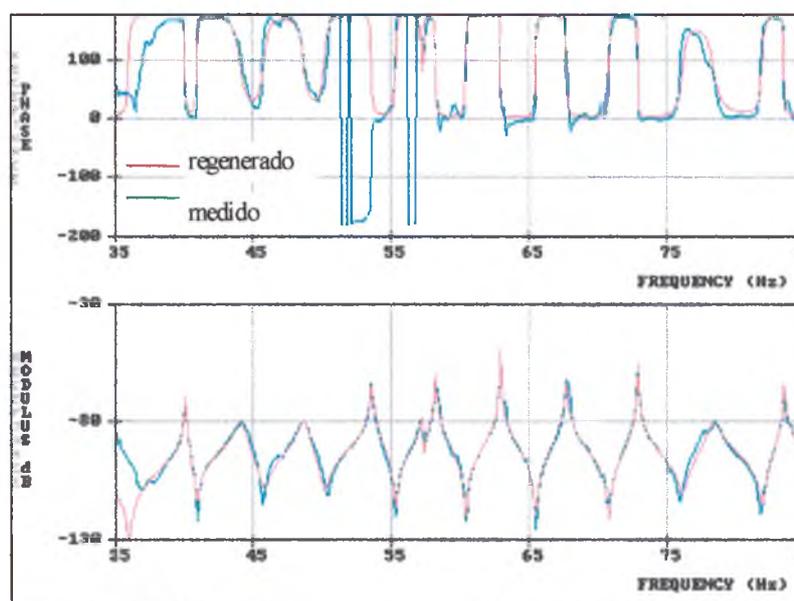


FIGURA 40 - FRF₂₂₋₂₂ - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.

Frequência	Fator de Perda
40.063	0.0017
44.063	0.0135
48.563	0.011
53.625	0.0022
57.25	0.0009
58.25	0.0015
62.938	0.0004
67.688	0.0019
72.938	0.0006
78.563	0.0088
83.563	0.0011

TABELA 1 - Parâmetros modais FRF₂₂₋₂₂ - Cabo com esferas e stockbridges.

A figura 40, correspondente a FRF_{22-22} , apresenta 11 ressonâncias, que correspondem aos picos no gráfico, e cujos parâmetros modais estão na tabela 1.

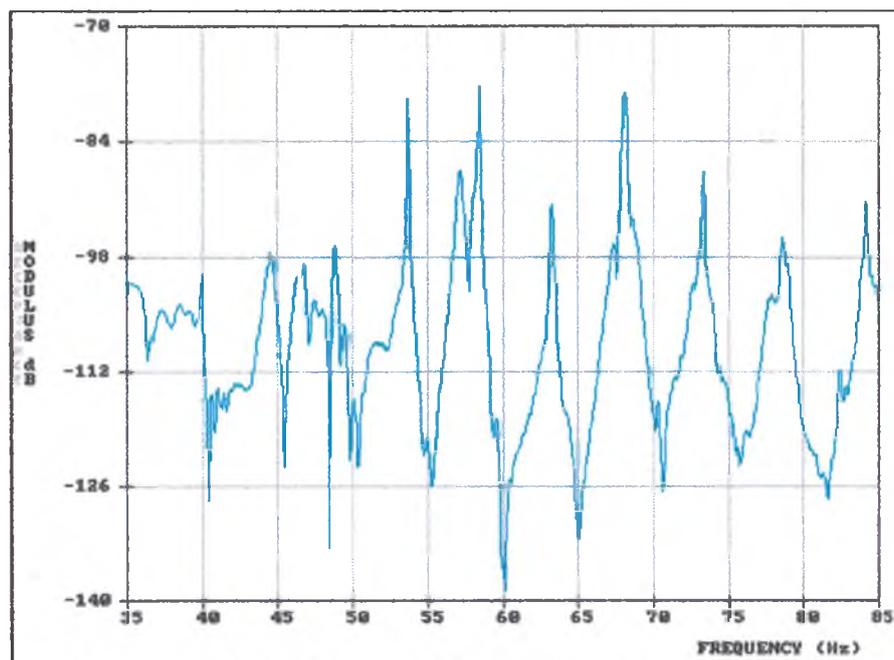


FIGURA 41- FRF_{22-22} - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.

Na figura 41, nota-se uma grande atenuação com relação a FRF_{22-22} , e que a resposta até a frequência de 50 [Hz] apresenta grande distorção. Isto se deve à influência do stockbridge utilizado fixado no ponto 3 do cabo, a partir de 50 [Hz] as ressonâncias são bem definidas.

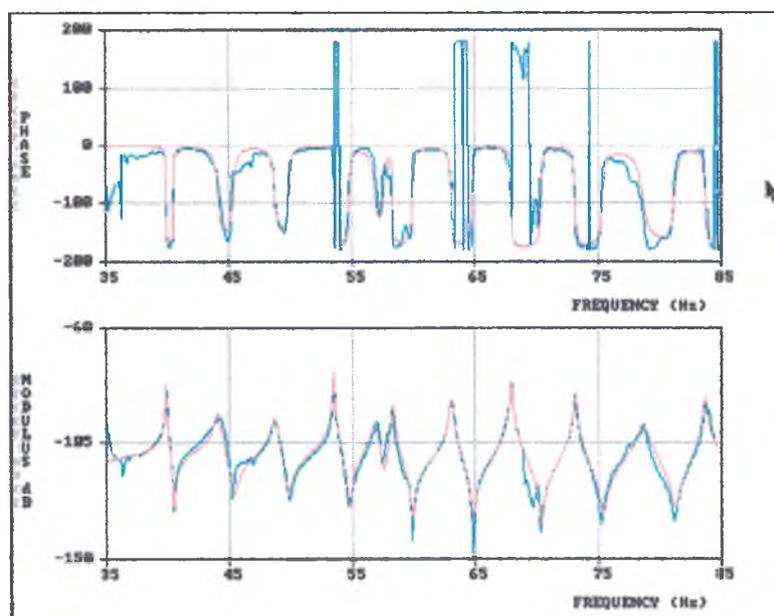


FIGURA 42 - FRF_{20-22} - cabo com 2 esferas 2 stockbridges .

Frequência [Hz]	Fator de Perda
39.875	0.0014
44.063	0.0089
48.688	0.0076
53.5	0.0012
56.875	0.0084
58.313	0.0027
63.063	0.0032
67.938	0.0017
73.125	0.002
78.625	0.0097
83.688	0.0024

TABELA 2 - Parâmetros modais da FRF₂₀₋₂₂ - Cabo com esferas e stockbridges.

A figura 42, corresponde a FRF₂₀₋₂₂, no interior da esfera foi colocado um acelerômetro, antes da montagem da esfera no cabo. Nela observa-se que apesar da atenuação do sinal, as ressonâncias são bem definidas, como na FRF₂₂₋₂₂. Os parâmetros modais referentes a esta FRF estão na tabela 2.

4.2.4 - Parâmetros Modais do Cabo com Esferas e Stockbridge.

A partir das 81 FRFs obtidas com excitação no ponto 22, foram calculados os parâmetros modais com o módulo IDENT do programa ICATS em três situações, cujos resultados são apresentados na tabela 3.

Total Ident FRF ₁₋₂₂ a FRF ₈₁₋₂₂		Lado esquerdo Global-M FRF ₁₋₂₂ a FRF ₂₀₋₂₂		Meio Global-M FRF ₂₀₋₂₂ a FRF ₆₂₋₂₂	
Frequência [Hz]	Fator de perda [%]	Frequência [Hz]	Fator de Perda	Frequência [Hz]	Fator de Perda
—	—	40.0	0,0013	40.0	0,0060
44.3	0,0190	44.4	0,0143	44.2	0,0105
48.7	0,0052	48.7	0,0090	48.7	0,0060
53.6	0,0034	53.7	0,0010	53.3	0,0041
58.2	0,0044	58.4	0,0016	58.3	0,0049
63.1	0,0033	63.3	0,0023	63.1	0,0036
67.9	0,0029	68.3	0,0034	67.9	0,0028
73.3	0,0044	73.3	0,0022	73.2	0,0029
78.6	0,0103	78.8	0,0043	78.6	0,0092
—	—	84.1	0,0019	84.0	0,0027

TABELA 3 - Parâmetros modais do cabo com esferas e stockbridge.

A primeira coluna, denominada **Total**, refere-se aos parâmetros modais de todo o cabo, considerando as 81 FRF, a segunda, denominada **Lado esquerdo**, aos parâmetros modais calculados considerando apenas da FRF₁₋₂₂ a FRF₂₀₋₂₂, e a terceira denominada **Meio**, aos parâmetros modais considerando da FRF₂₀₋₂₂ a FRF₆₂₋₂₂, no trecho entre as esferas.

Esta divisão foi feita em função da impossibilidade da obtenção dos parâmetros modais de todo o cabo utilizando o modo de análise Multi-FRF Global-M (item 3.4.1), o qual permite resultados mais consistentes. O processo utilizado foi o de fazer uma análise individual em cada uma das FRFs através do módulo IDENT (item 3.4.1), construir um arquivo com estes resultados, e aplicar o módulo Modesh (item 3.4.3).

A aplicação da análise Multi-FRF apenas nos grupos de pontos mencionados anteriormente foi possível, e o programa conseguiu identificar os parâmetros sem nenhum problema.

As frequências de ressonância identificadas tratando os ponto em separado foram semelhantes embora os amortecimentos apresentassem pequena variação, e duas frequências a mais nas extremidades da faixa analisada puderam ser identificadas por este processo.

4.2.5 - Estrutura Deformada - Modos de Vibrar

A seguir são apresentados alguns gráficos feitos a partir dos parâmetros modais calculados com o modulo Modesh.

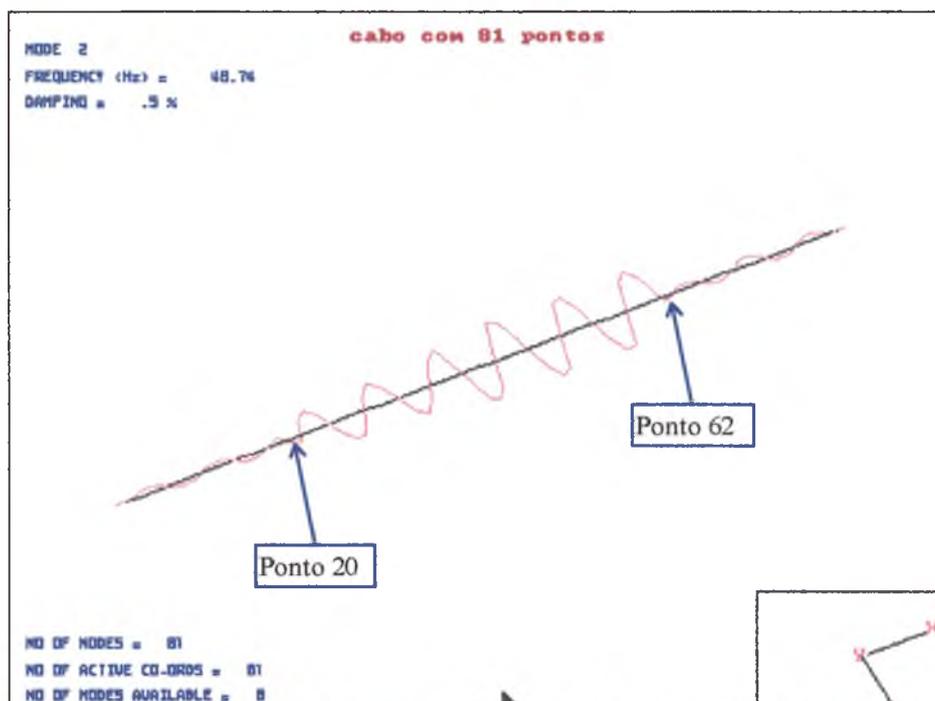


FIGURA 43 - 2º modo - frequência: 48,7 [Hz] - cabo com 2 esferas 2 stockbridges - 81 pontos.

A figura 43 apresenta o segundo modo de vibrar calculado, considerando todo o cabo. Observa-se que a relação de amplitudes entre o vão central e os exteriores é grande. A relação entre os valores máximos em média é de 14 e em alguns modos é de 25 vezes.

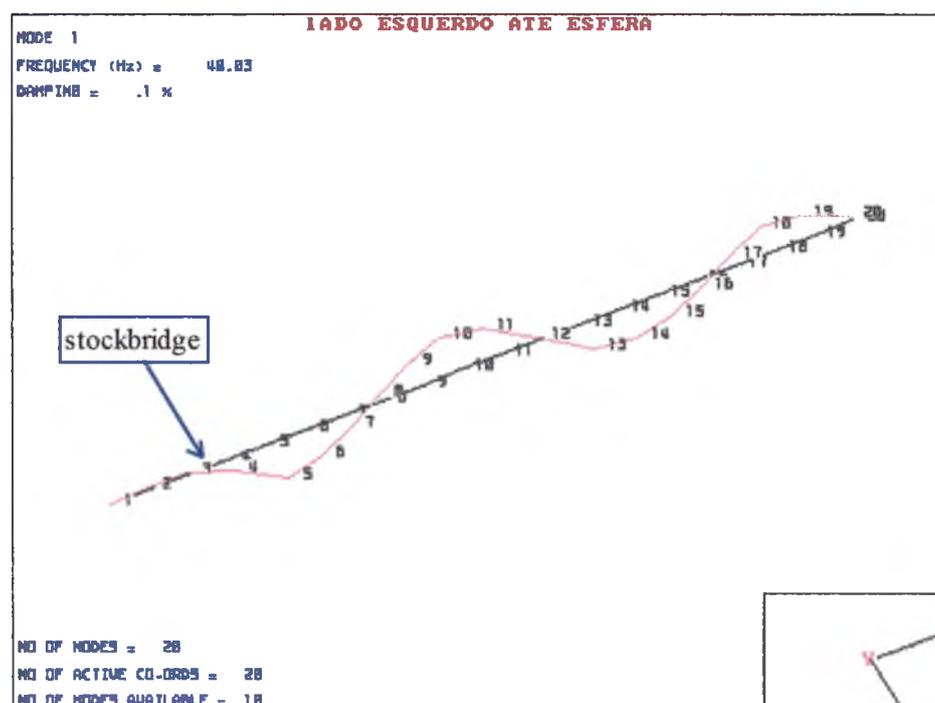


FIGURA 44 - 1º modo - frequência: 40 [Hz] - lado esquerdo - cabo com 2 esferas 2 stockbridges.

Na figura 44, vê-se o primeiro modo de vibrar identificado para a faixa de frequências sob ensaio cuja frequência é de 40 [Hz]. Nela estão identificados os pontos onde foram medidas as FRFs e observa-se próximo ao ponto 3, onde está fixado o stockbridge, o seu efeito na redução da vibração próximo a fixação do cabo.

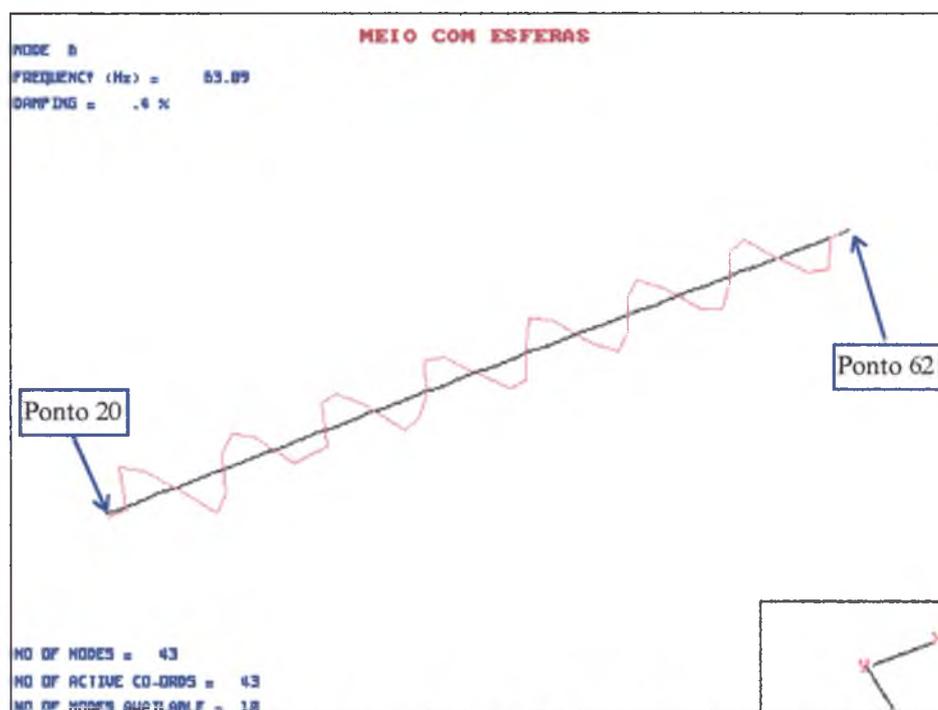


FIGURA 45 - Sexto modo de vibrar - meio das esferas
- cabo com 2 esferas 2 stockbridges.

Na figura 45, vê-se o sexto modo de vibrar identificado para a faixa de frequências sob ensaio $f = 63,1$ [Hz], no trecho do cabo compreendido entre as esferas. Nela estão identificados os pontos 20 e 62 nos quais foram fixadas as esferas. Pode-se observar que há uma grande redução da amplitude nos pontos adjacentes 21 e 61.

4.2.6 - Comentários

As FRFs medidas mostram que as frequências predominantes são as mesmas de um vão cujo comprimento é igual ao existente entre as esferas, onde o nível de vibração é tão elevado, que elas são predominantes também em todo o cabo.

Os stockbridges colocados próximo a fixação do cabo reduzem as vibrações a níveis aceitáveis apenas nos trechos compreendidos entre a ancoragem do cabo e a esfera, não tendo qualquer influência no vão entre as esferas.

Pode-se observar que as esferas se comportam como pontos de vínculo à terra com rigidez elevada. Assim pode-se montar stockbridges no vão entre elas considerando-as como pontos fixos, e a distância de posicionamento dos stockbridges especificada pelos fabricantes pode ser utilizada, a partir das esferas, para o centro do vão.

No ensaios iniciais esta configuração foi testada (Anexo 6), em um teste comparativo entre alguns dispositivos disponíveis no mercado, e o stockbridge foi a melhor solução sendo inclusive implantada em vários trechos considerados críticos nas linhas de transmissão de ITAI-PU, figura 46.



FIGURA 46 - Montagem do stockbridge no vão entre as esferas com helicóptero.

Neste ponto tem-se dois caminhos distintos a seguir para o controle das vibrações no trecho entre as esferas:

1. O primeiro consiste em considerar todo o cabo com as esferas e os stockbridges,

como sendo o sistema primário e calcular os neutralizadores elastoméricos com os parâmetros modais da tabela 1.

2. O segundo consiste em considerar as esferas como pontos fixos, e que o sub-vão formado por elas tem o comportamento similar ao de um cabo simples, tensionado entre dois pontos. Neste caso assume-se que o vão da bancada de ensaios é aquele existente entre as esferas.

Optou-se pelo segundo pelos seguintes motivos:

- As FRFs obtidas com o cabo contendo esferas e stockbridges não pode ser calculado pelo processo Multi-FRF, comprometendo os parâmetros modais quando se considera todos os pontos,
- Os parâmetros modais obtidos considerando trechos do cabo que tem características semelhantes, foi mais consistente, tanto nas frequências naturais como nos amortecimentos modais,
- O comprimento da bancada é aproximadamente igual ao encontrado na prática entre as esferas de sinalização aéreas,
- Esta configuração é similar à maioria dos vãos entre as torres das linhas de transmissão onde são utilizados stockbridges convencionais. Assim, ao projetar neutralizadores elastoméricos otimizados, pode-se aplicar este eficiente método de controle de vibrações também nestes vãos. O amortecimento próprio do cabo é inversamente proporcional à tensão de esticamento. O uso de neutralizadores viscoelásticos, neste caso, faz com que o controle das vibrações seja muito mais efetivo, permitindo, com o aumento da tensão, diminuir o comprimento dos cabos em linhas a serem construídas [1].

4.3 - Ensaio na Bancada com o Cabo Livre

4.3.1 - Introdução

Apresenta-se a seguir os resultados das medições das FRFs do cabo livre, os parâmetros modais, a representação de alguns modos de vibrar, e os parâmetros otimizados dos neutralizadores viscoelásticos.

4.3.2 - Função Resposta em Freqüência para Excitação no Ponto 2

Algumas das FRFs mais significativas são apresentadas neste item. Pode-se observar que o espectro é bem limpo e as ressonâncias estão bem definidas.

A figura 47 mostra o módulo e a fase da $FRF_{2,2}$, que é o de excitação para esta configuração em uma pré-análise que é feita com o módulo IDENT, antes da aplicação da análise Multi-FRF, onde tem-se uma previsão das freqüências naturais e do amortecimento modal. São claramente definidas 20 ressonâncias, o que já era previsto teoricamente. Nota-se também que os picos são muito acentuados o que caracteriza baixo amortecimento modal.

Na figura 48, tem-se o módulo da receptância em decibéis, para o mesmo ponto, o qual é apresentado porque todos os resultados serão comparados desta forma.

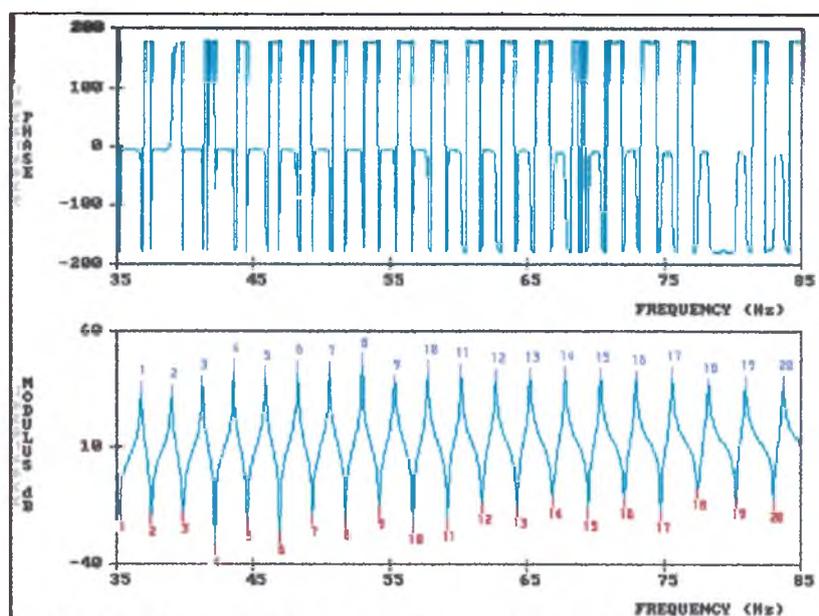


FIGURA 47 - FRF₂₋₂ - cabo livre - módulo e fase - identificação pelo IDENT.

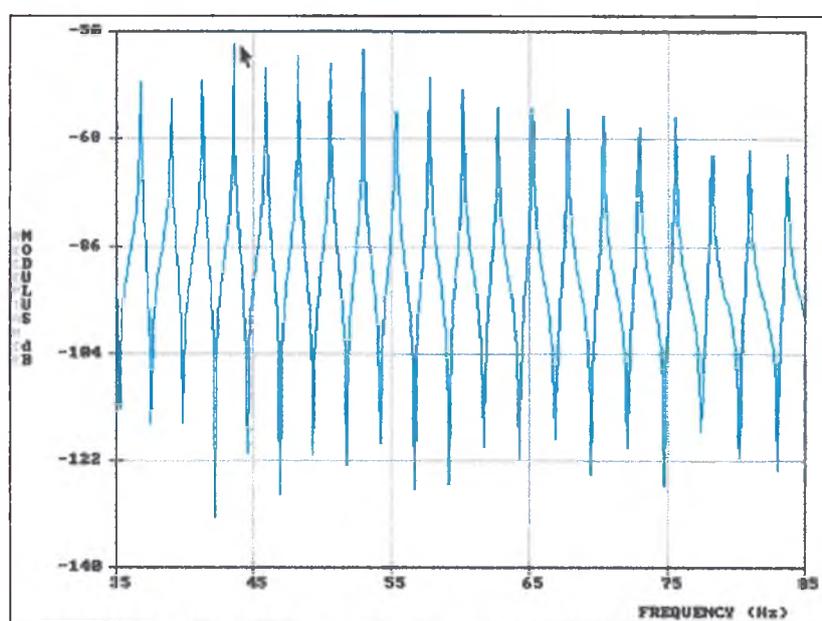


FIGURA 48 - FRF₂₋₂ - cabo livre - módulo - receptância.

4.3.3 - Parâmetros Modais

Os parâmetros modais obtidos a partir das FRFs do cabo livre são apresentadas na tabela 4. Pode-se observar o baixo valor do amortecimento modal. A diferença entre as frequências de ressonâncias consecutivas é utilizada para o cálculo do produto **EI** equivalente do cabo (Anexo 5), o qual poderá ser utilizado em simulações em programas de elementos finitos para corroborar os resultados aqui alcançados das vibrações do cabo livre.

Este método de análise fornece valores de amortecimento modais muito mais consistentes e precisos do que aqueles obtidos com os métodos citados no capítulo 1, pois pela técnica de excitação e o método de análise empregados, a influência de todos os modos é computada em conjunto, e esta é a situação que encontramos na prática.

Modo de vibrar na faixa sob ensaio	Modo de vibrar em relação a frequência fundamental	Frequência Natural Hz	Fator de Perda
1	17	36.7	0,000730
2	18	39.0	0,00185
3	19	41.3	0,00110
4	20	43.6	0,000922
5	21	45.9	0,00118
6	22	48.3	0,00139
7	23	50.6	0,000772
8	24	53.0	0,000810
9	25	55.4	0,000946
10	26	57.8	0,000786
11	27	60.3	0,000864
12	28	62.8	0,00101
13	29	65.3	0,000958
14	30	67.8	0,000990
15	31	70.4	0,000732
16	32	73.0	0,000846
17	33	75.6	0,000772
18	34	78.3	0,00108
19	35	81.0	0,00114
20	36	83.7	0,000780

TABELA 4 - Cabo livre - frequências naturais medidas e fatores de perdas modais.

4.3.4 - Estrutura Deformada

Apresenta-se a seguir algumas figuras com a representação gráfica dos autovetores para uma dada ressonância.

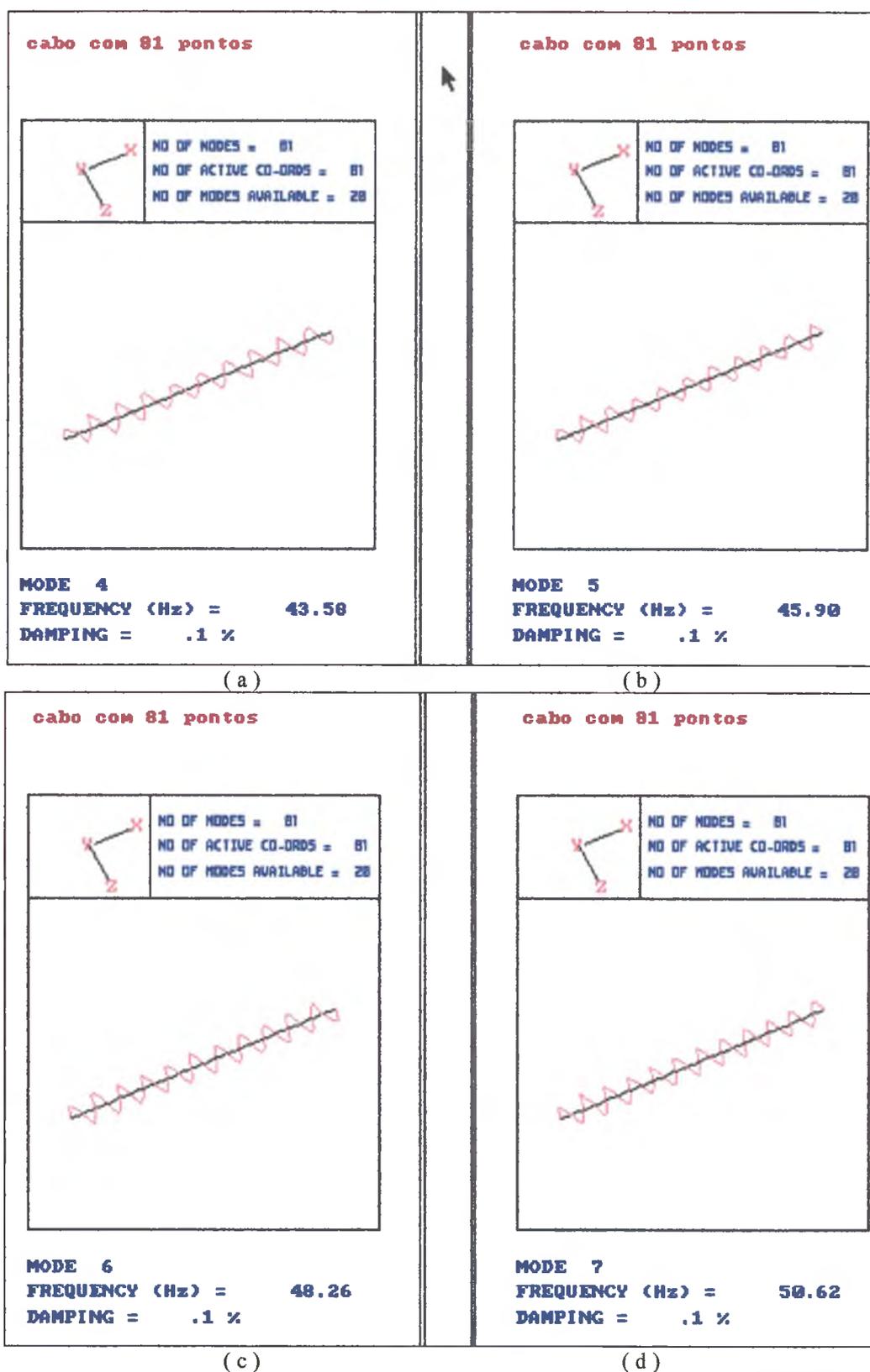


FIGURA 49 - representação dos modos de vibrar do cabo livre, na faixa de frequência sob ensaio.

Nas figuras 49a a 49d, o número de anti-nós em cada uma delas identificam os modos de vibrar 20, 21, 22 e 23 em relação a fundamental, respectivamente.

4.3.5 - Parâmetros Otimizados

Em virtude do fator de perda do elastômero aumentar com o número de modos incluídos na análise, várias simulações foram feitas aumentando-se o seu número, de tal modo que o amortecimento calculado fosse o maior possível, dentro dos valores encontrados comercialmente.

Os neutralizadores otimizados, deverão ser instalados no cabo nos pontos 3 e 79, e os parâmetros otimizados calculados com o programa desenvolvido por Espíndola e Bavastri são:

	Neutralizador 1	Neutralizador 2
Massa [kg]	6.55E-001	
Frequência Natural [Hz]	12.1	49.4
Fator de Perda do elastômero	5.63E-001	

TABELA 5 - Parâmetros otimizados dos neutralizadores viscoelásticos.

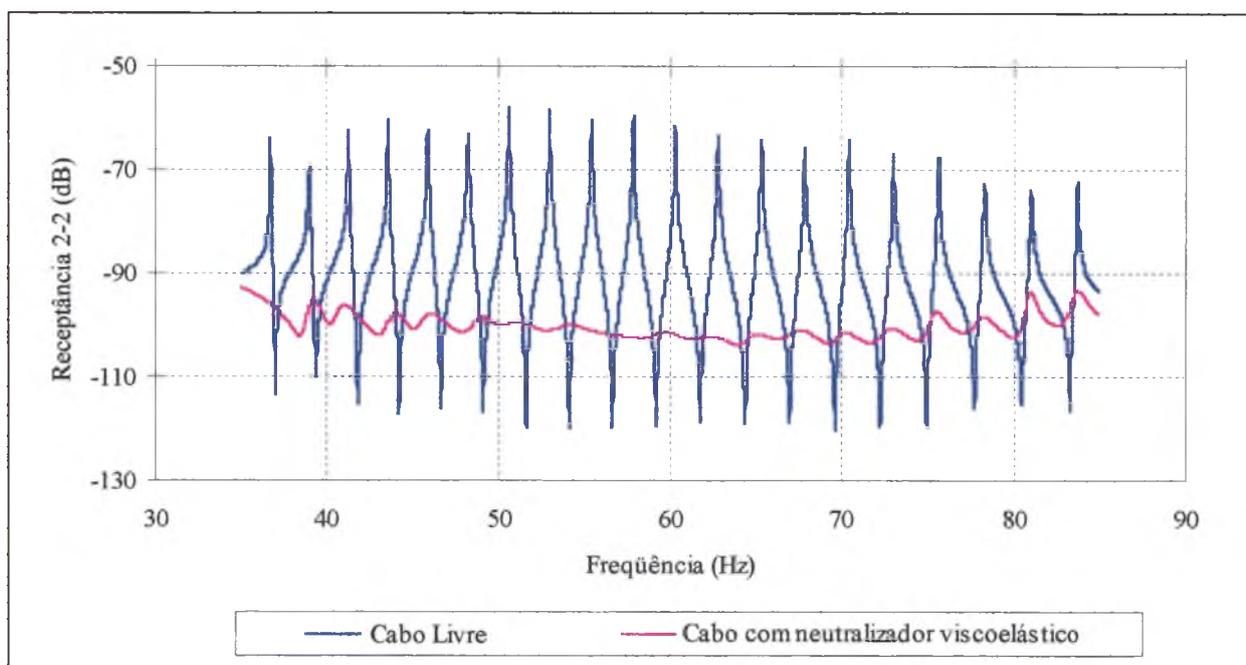


FIGURA 50 - Comparação entre a FRF_{2-2} , com e sem neutralizador - Cabo Livre.

Considerou-se que dois neutralizadores elastoméricos com parâmetros otimizados deverão ser fixados no cabo, com massas e material viscoelástico iguais. Como há diferença entre as frequências naturais deve-se alterar as dimensões da área de trabalho ao cisalhamento do elastômero para obter as diferentes frequências. Na figura 50 pode-se observar as FRF₂₋₂, em receptância, correspondentes ao cabo livre e com neutralizadores otimizados.

Pela análise dos dados apresentados na figura 50, pode-se verificar que:

- A FRF resultante apresenta alto amortecimento em toda a faixa de frequências,
- O alto amortecimento do elastômero faz com que a redução da vibração estenda-se até o final da faixa de frequências,
- O máximo valor da resposta com neutralizadores, é de aproximadamente 40 [dB] inferior à resposta do cabo livre.

4.3.6 - Influência do Número de Modos a Controlar nos Parâmetros Otimizados

Neste item apresenta-se os resultados de simulações numéricas para verificar o efeito do número de modos e da faixa de frequências incluídas na análise para obtenção dos parâmetros otimizados dos neutralizadores.

Duas faixas de frequências foram selecionadas na faixa de 35 a 85 [Hz], a primeira contém os seis primeiros modos e a segunda os nove primeiros modos (Tabela 4).

No método utilizado para busca dos parâmetros otimizados, a função objetivo deve ser construída sobre uma faixa de frequências que contém no mínimo dois modos a serem controlados e deve-se incluir ao menos um modo de cada lado da faixa analisada para compensar a não introdução de resíduos.

Assim, no primeiro caso os parâmetros otimizados foram calculados considerando 2, 3 e 4 modos num total de 6; e no segundo 2, 3, 4, 5, 6 e 7; num total de 9 modos, na faixa de 35 a 85 [Hz] (Tabela 4).

Apesar do número de modos em toda a faixa ensaiada ser 20, utilizou-se poucos modos para que o tempo de computação fosse reduzido, porém sem comprometer o objetivo desta análise em particular.

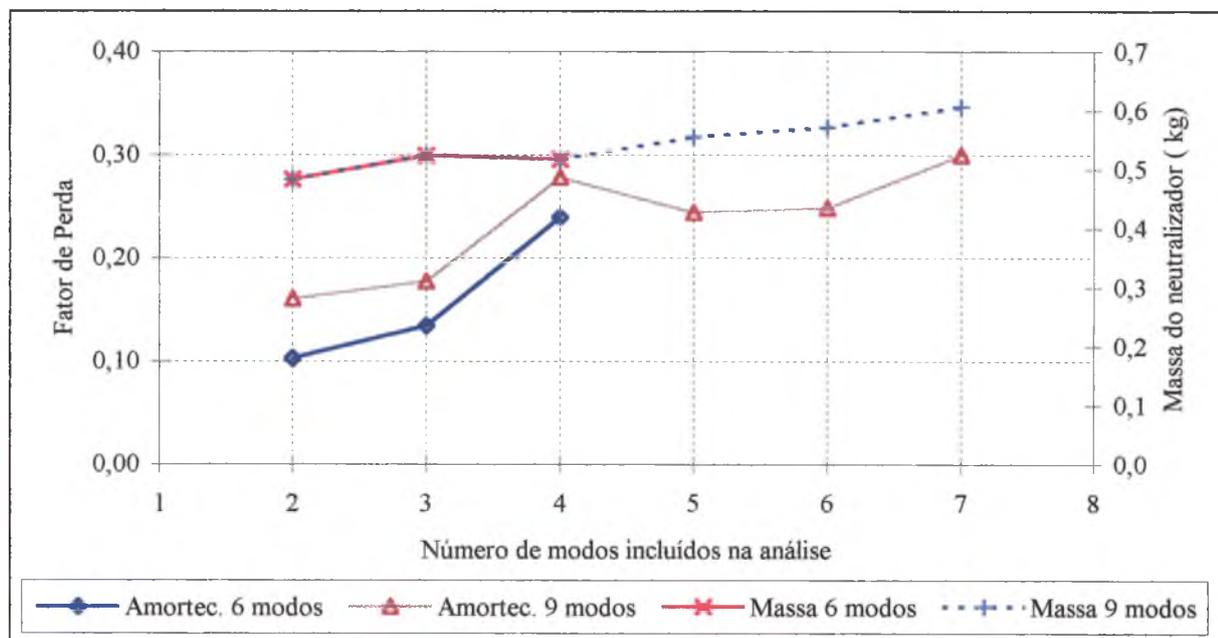


FIGURA 51 - Influência da faixa de frequência e número de modos no amortecimento e massa.

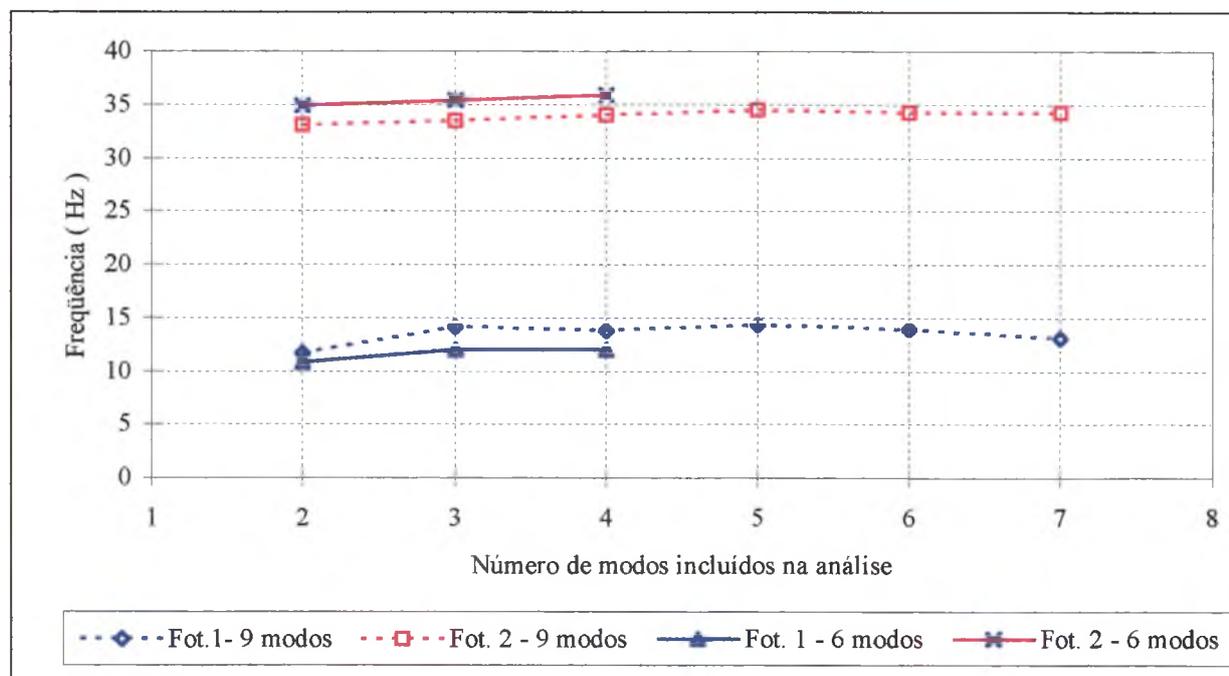


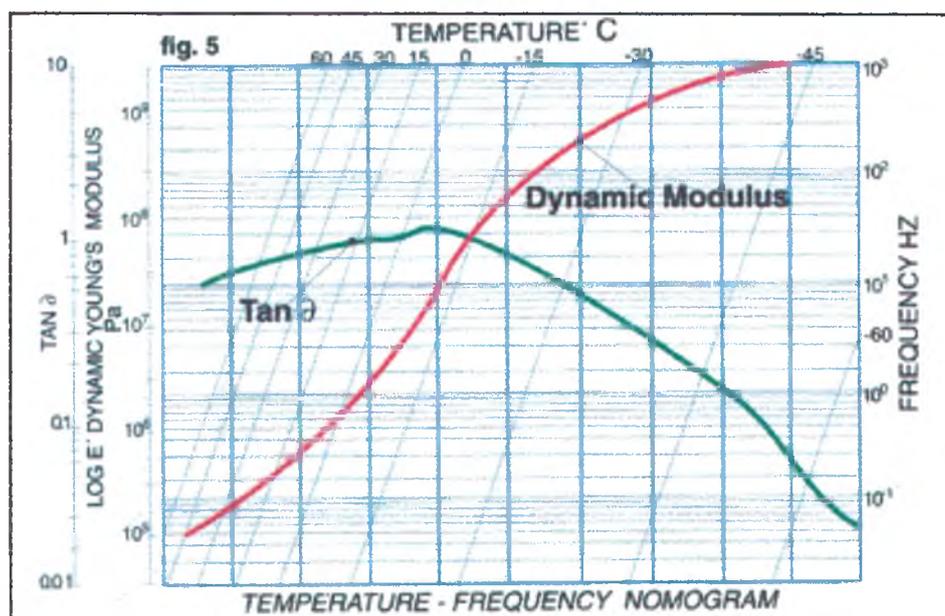
FIGURA 52 - Influência da faixa de frequência e número de modos nas frequências dos neutralizadores.

Pode-se observar, na figura 51, que para um mesmo número de modos a serem controlados, quando se utiliza uma faixa de freqüências maior o fator de perda aumenta, porém a massa dos dois neutralizadores permanece a mesma.

Na figura 52, observa-se que a medida que a faixa de freqüências sob análise aumenta, as freqüências naturais dos dois neutralizadores tendem a se aproximar. Para que as freqüências dos dois neutralizadores seja a mais próxima possível, é necessário que consideremos o maior número de modos, no caso deste trabalho, 18 de 20 modos, uma vez que os dois modos das extremidades devem ser desconsiderados, como mencionado anteriormente.

4.3.7 - Cálculo dos Neutralizadores

O elastômero escolhido para a construção dos neutralizadores tem características que são apresentadas na figura 53.



Na figura 53, para obter o fator de perda e o módulo de elasticidade, deve-se proceder da seguinte maneira:

1. Selecionar a frequência do neutralizador no eixo vertical da direita;
2. Seguir a linha de frequência até a isotérmica (temperatura de trabalho do neutralizador);
3. Descer verticalmente até as linhas de fator de perda e módulo de elasticidade;
4. Traçar uma linha horizontal do ponto de interseção até os eixos do lado esquerdo, obtendo os valores desejados.

Os valores obtidos graficamente são:

$$\text{Módulo de elasticidade: } G_1 = 2,9 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} \qquad G_2 = 3,5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

$$\text{Fator de Perda : } \eta_1 = \eta_2 = 0,563$$

O fator de forma L é dados por:

$$L = \frac{\Omega^2 \cdot m_a}{G}$$

Logo, utilizando os valores da Tabela 5 e da Figura 53, tem-se :

$$L_1 = 13,1 \text{ [mm]} \qquad L_2 = 180 \text{ [mm].}$$

Se o elastômero trabalha ao cisalhamento, o fator de forma é dado por:

$$L = \frac{\text{Área de cisalhamento}}{\text{espessura do elastomero}} = \frac{A_c}{h},$$

Para um elastômero com espessura $h = 25,4$ (mm), temos que as áreas de cisalhamento de cada um dos elastômeros é dada por :

$$A_{c1} = 3,3 \text{ [cm}^2\text{]} \qquad A_{c2} = 46,0 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Agora, tem-se todos os parâmetros para a construção dos neutralizadores, de posse das áreas de cisalhamento e espessura do elastômero, e das massas de cada um dos neutralizadores, estes podem ser construídos.

OBS: A construção e teste prático dos neutralizadores na bancada de ensaios não pode ser realizada até a presente data em virtude do atraso no processo de importação do elastômero. Mas tão logo esteja disponível todos os testes serão feitos e os resultados devidamente divulgados. A comprovação prática do funcionamento do processo de otimização, foi objeto e estudo de Espíndola e Bavastri (1997), onde o método foi aplicado para controlar o terceiro e o quarto modos de vibrar de uma placa plana de aço cujas dimensões são 240 x 360 x 6 [mm].

4.4 - Bancada com Stockbridges

4.4.1 - Introdução

Para poder comparar os resultados do cabo com os neutralizadores otimizados, foram feitos ensaios utilizando os stockbridges convencionais de massas simétricas similares aos utilizados nas linhas de Itaipu, nos mesmos pontos onde foram colocados aqueles com parâmetros otimizados, ou seja, 3 e 79.

O mesmo procedimento dos ensaios anteriores foi adotado, a partir das 81 FRFs calcula-se os parâmetros modais, e são apresentadas algumas figuras onde são plotados os autovetores.

Apresenta-se uma simulação, onde é feita uma superposição das $FRF_{5,2}$ do cabo com stockbridge obtida experimentalmente, e do cabo com o neutralizador viscoelástico, obtida numericamente.

Mesmo não sendo esta comparação de todo coerente, servirá para mostrar a influência destes dispositivos sobre toda a faixa de frequência de interesse.

4.4.2 - Determinação de Pontos Nodais

A excitação do cabo no ponto 5, que fica a 1,6 [m] da ancoragem, não permite que os modos que tenham pontos nodais nesta posição, não sejam excitados; tem-se que:

$$f = \frac{L_v}{L_5} \frac{n}{2L_v} \sqrt{\frac{T}{\mu_1}} = n \frac{30,20}{1,6} \cdot 2,124 = n \cdot 39,7 \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

onde: L_5 é a distância entre o ponto 5 e a fixação do cabo.

Como a faixa de frequência sob ensaio vai de 35 até 85 [Hz], tem-se duas frequências com pontos nodais coincidentes com o ponto de aplicação da força. Observa-se na figura 54 que nestas frequências há uma atenuação do sinal da FRF, são elas:

$$f_1 = 39,7 \text{ [Hz]} \quad \text{e} \quad f_2 = 79,4 \text{ [Hz]} .$$

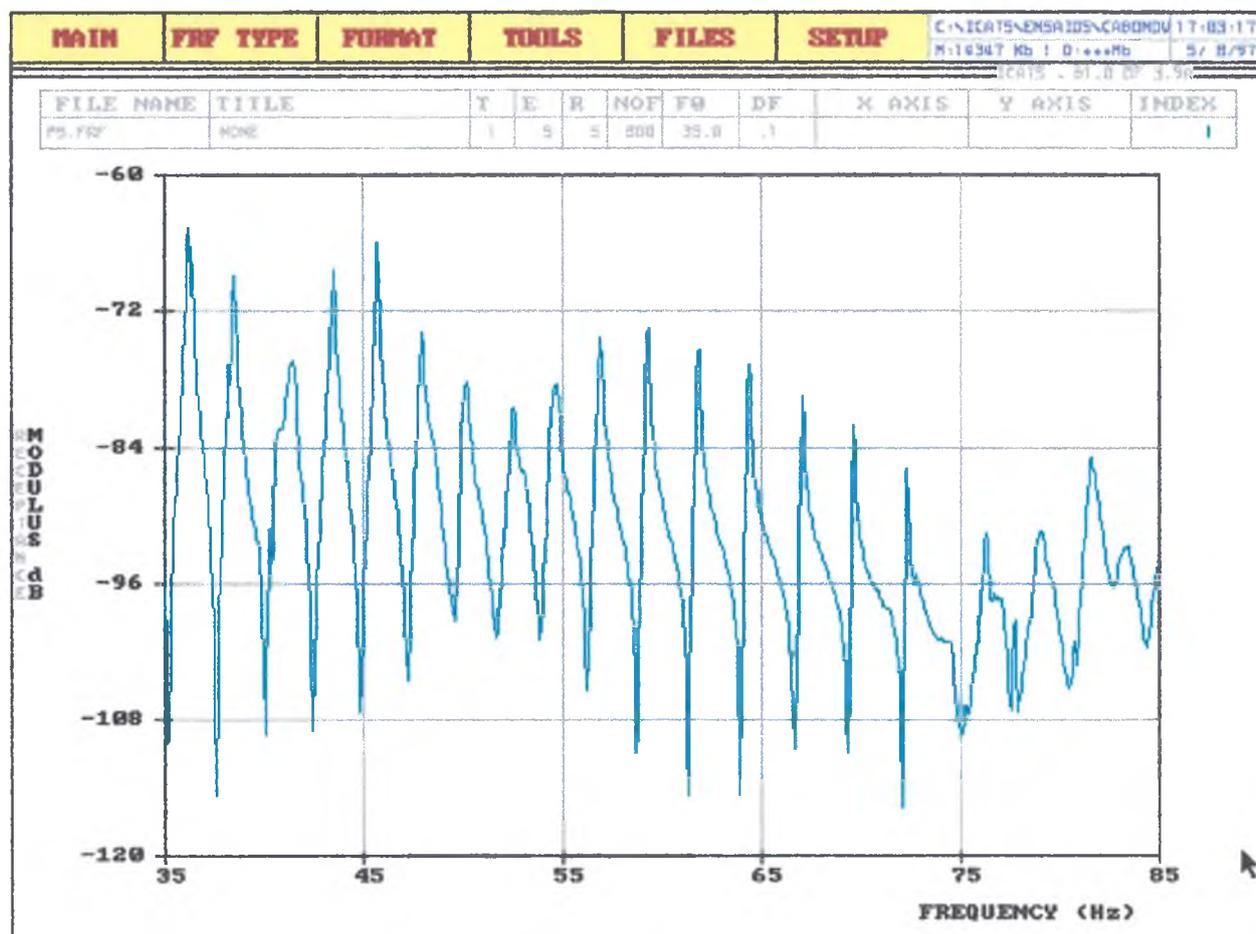


FIGURA 54 - FRF_{5,5} – receptância - cabo com dois stockbridges.

4.4.3 - Parâmetros Modais

Com a utilização da análise Multi-FRF do módulo Ident, foram calculados os parâmetros modais para esta configuração, os quais são apresentados na tabela 6.

Frequência	Fator de Perda	Frequência	Fator de Perda
36.4727	3.43E-03	59.3903	1.86E-03
38.7453	5.77E-03	61.8991	1.80E-03
41.4827	8.79E-03	64.4077	1.93E-03
43.6927	5.11E-03	67.0427	1.68E-03
45.9415	3.77E-03	69.6352	2.11E-03
48.1578	4.58E-03	72.2203	1.38E-03
50.1578	6.73E-03	74.6302	2.78E-03
52.5465	7.85E-03	77.0116	6.41E-03
54.7615	4.27E-03	80.7153	6.92E-03
57.0177	2.84E-03	82.1296	5.16E-03

TABELA 6 - Parâmetros modais para o cabo com stockbridges convencionais - Global-M.

4.4.4 - Estrutura Deformada

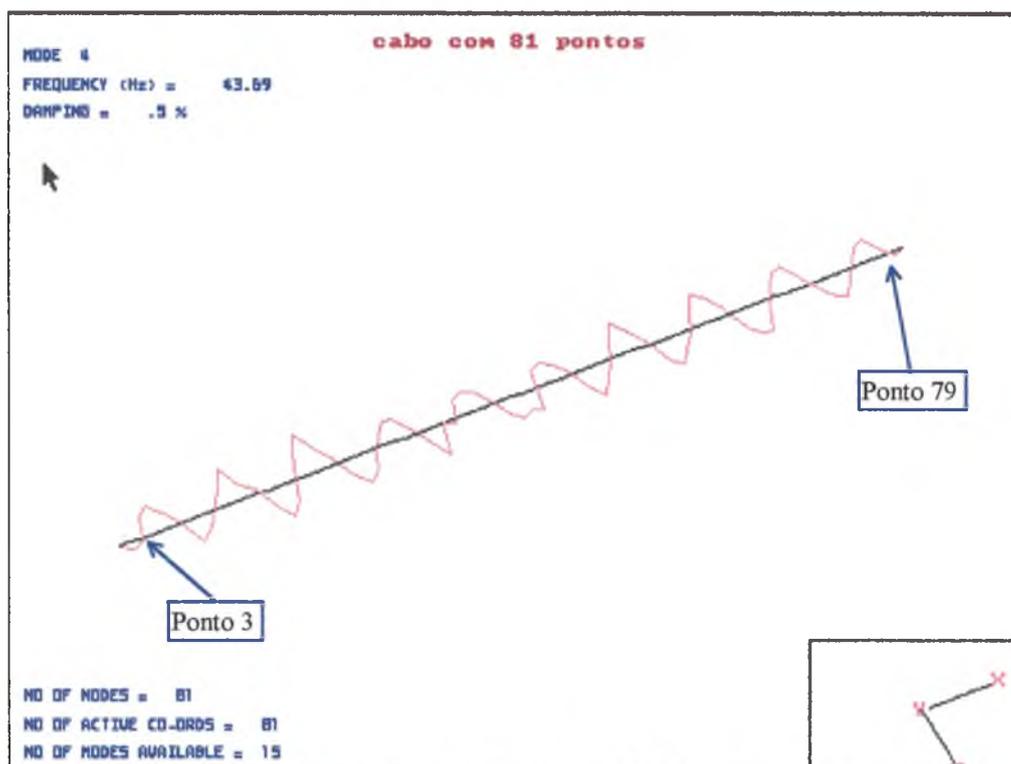


FIGURA 55 - Estrutura deformada Stockbridges convencionais.

Pode-se observar, na figura 55, a atenuação da amplitude da vibração próximo as extremidades, onde estão montados os stockbridges, para o 21º modo de vibrar do cabo na bancada.

4.4.5 - Comparação entre o Stockbridge Convencional e o Neutralizador Elastomérico

A partir dos arquivos de parâmetros modais do cabo livre pode-se calcular um neutralizador viscoelástico com parâmetros otimizados e reconstituir a resposta em frequência em qualquer ponto do cabo.

Da mesma maneira, com os parâmetros modais do cabo com os stockbridges convencionais, pode-se regenerar a resposta em qualquer lugar. Assim escolhe-se o ponto 5 para aplicação da excitação e medição da resposta, para fazer uma comparação. Apesar da maneira distinta que chegou-se as duas FRFs, esta comparação permite estimar o ganho que terá ao utilizar-se os neutralizadores propostos.

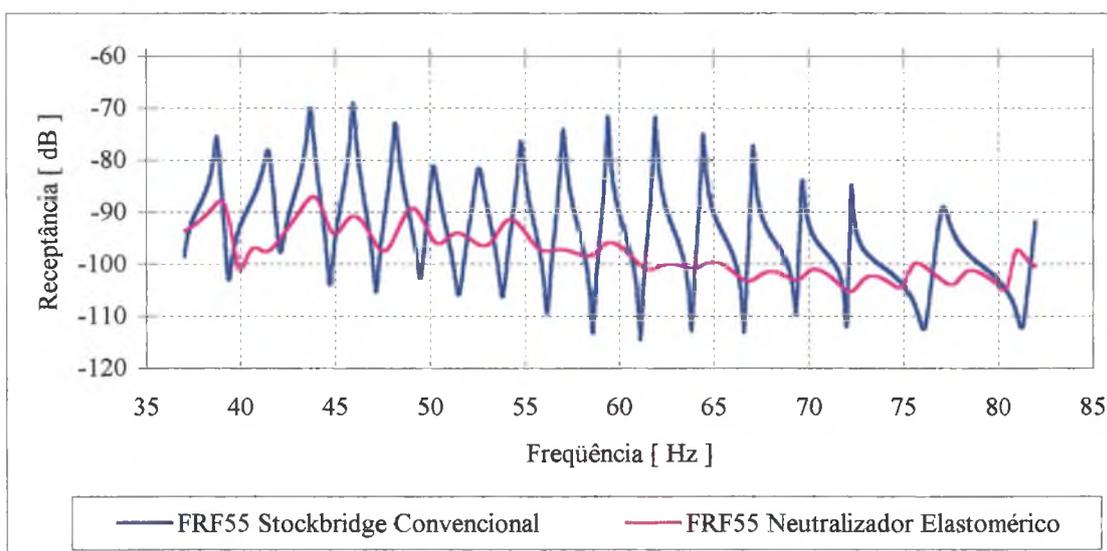


FIGURA 56 - Comparação da $FRF_{5,5}$ - stockbridges convencionais e neutralizadores otimizados.

4.4.6 - Comparação dos Fatores de Perda Modais

Neste item apresenta-se uma comparação entre os fatores de perdas modais obtidos após análise das 81 FRFs obtidas no cabo livre, Tabela 4, e no cabo com stockbridges, tabela 6.

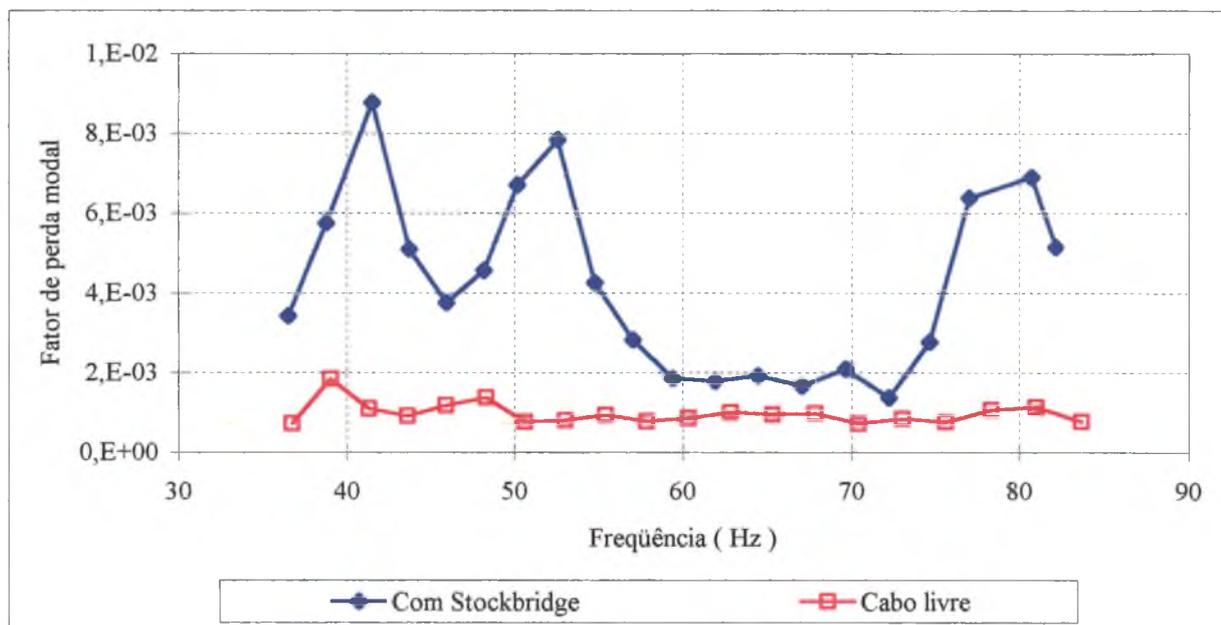


FIGURA 57 - Comparação dos fatores de perda modais.

De uma maneira geral, os fatores de perda modais do cabo com stockbridges são maiores do que o do cabo livre, apenas em algumas frequências esta diferença é acentuada, devido à ação dos stockbridges, mesmo assim estes valores são muito pequenos, principalmente na faixa de frequências que vai de 60 até 70 [Hz].

4.5 – Comparações Globais

Apresenta-se a seguir na figura 58, um gráfico onde são mostradas as FRF_{5,5}, em três situações diferentes: a primeira com o cabo livre, a segunda com o Stockbridge simétrico convencional e a terceira, com o neutralizador viscoelástico com parâmetros otimizados.

Os valores para as duas primeiras situações são obtidos a partir de ensaios na bancada e o terceiro, mesmo sendo obtido analiticamente, representa o que se deseja alcançar com o neu-

tralizador otimizado, ou seja, uma grande redução em toda a faixa de frequências devido as características otimizadas do neutralizador viscoelástico.

O ponto de excitação e resposta, ponto 5, foi escolhido por ser, na prática, o de melhor resultado tanto do ponto de vista do maior número de modos excitados na faixa de frequência de interesse, bem como do alto valor da coerência entre excitação e resposta, quando utiliza-se a configuração do cabo com stockbridges.

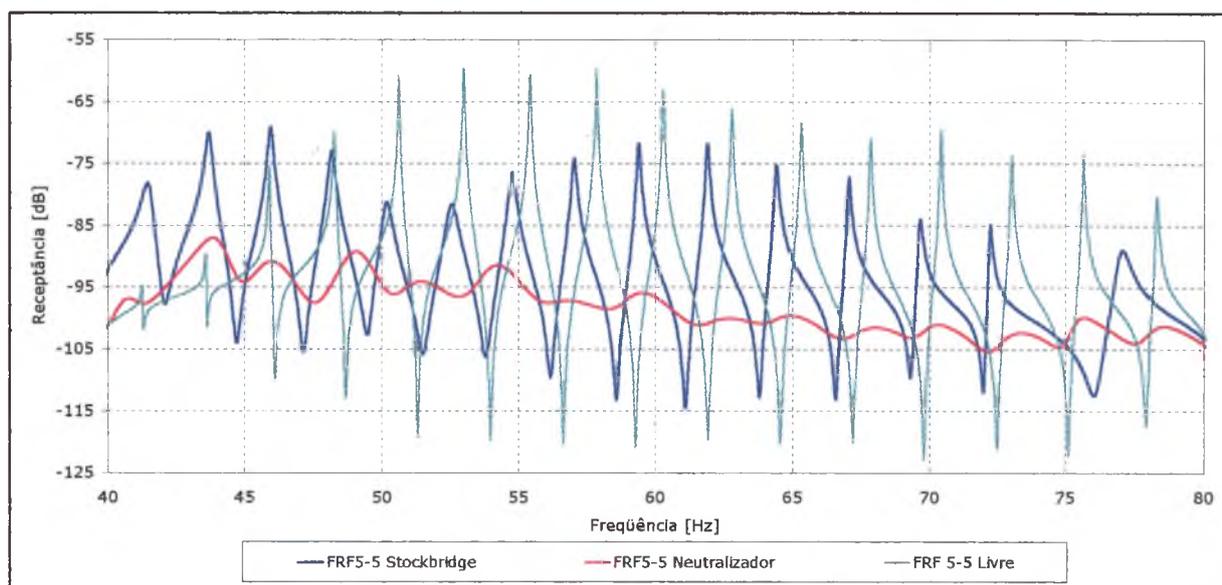


FIGURA 58 - FRF_{5,5}, - Comparações globais

5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 - Conclusões

As principais conclusões deste trabalho foram:

- Com a colocação de mais de uma esfera de sinalização aérea nos cabos pára-raios, formam-se sub-vãos entre elas, nos quais os neutralizadores montados próximo às torres de sustentação não tem nenhum efeito;
- As medições realizadas no campo e a posterior análise modal do cabo com as esferas e stockbridges em bancada, permitiu concluir que o controle das vibrações nos sub-vãos pode ser feito, considerando as esferas como pontos fixos, a obtenção dos parâmetros modais pode ser feita apenas no cabo livre, o que amplia a aplicação da utilização dos neutralizadores viscoelásticos também àqueles vãos onde não existem esferas de sinalização;
- O amortecimento modal do cabo com stockbridges aumenta significativamente apenas nas vizinhanças das duas frequências nos quais ele é eficiente, nas demais regiões da faixa de frequência ensaiada, é praticamente do mesmo valor do amortecimento modal do cabo livre;

- Dentro da faixa de frequências excitadas pelo vento, existem muitas frequências naturais, no caso deste estudo 20, cujos amortecimentos modais são baixos, e a aplicação da metodologia geral para redução de vibrações em banda larga, utilizando neutralizadores viscoelásticos simples e o conceito de grandezas equivalentes generalizadas, desenvolvida por Espíndola e Bavastri, seria ideal neste caso;
- As simulações feitas a partir dos parâmetros modais, mostrou que a redução se dá em toda a faixa de frequência ensaiada, e isto é devido também ao alto amortecimento do material viscoelástico utilizado;
- Os neutralizadores viscoelásticos tem apenas 25% da massa do mesmo neutralizador stockbridge convencional similar, sendo mais fácil o manuseio e instalação nas linhas de transmissão;
- Do ponto de vista de manutenção e instalação, a simplicidade é a mesma tanto para o stockbridge convencional, quanto o neutralizador viscoelástico.

5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros

Como prosseguimento natural do estudo aqui iniciado, sugere-se:

- Confeccionar os neutralizadores viscoelásticos propostos neste trabalho e fazer ensaio para comprovação prática das simulações aqui realizadas, tanto em um vão simples como também no sub-vão entre as esferas;
- Fazer a verificação do comportamento destes neutralizadores nas linhas de transmissão ;
- Estudar o comportamento do amortecimento modal com o aumento da tensão de esticamento dos cabos;

- Fazer simulações com programas de elementos finitos, a partir dos dados práticos do produto do módulo de elasticidade e do momento de inércia (EI), permitindo a simulação da variação do comprimento do vão e o aumento do número de neutralizadores.

ANEXO 1 - QUANTIDADES EQUIVALENTES GENERALIZADAS DE UM NEUTRALIZADOR SIMPLES

Seja o seguinte diagrama representativo do neutralizador elastomérico composto por uma massa m_a e um material resiliente r_a , montado sobre uma base sem massa.

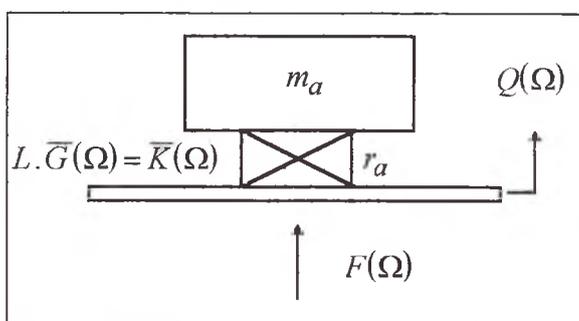


FIGURA 59 - Diagrama de um neutralizador simples

Aplicando a análise de corpo livre ao neutralizador, pode-se calcular a rigidez dinâmica na base do neutralizador.

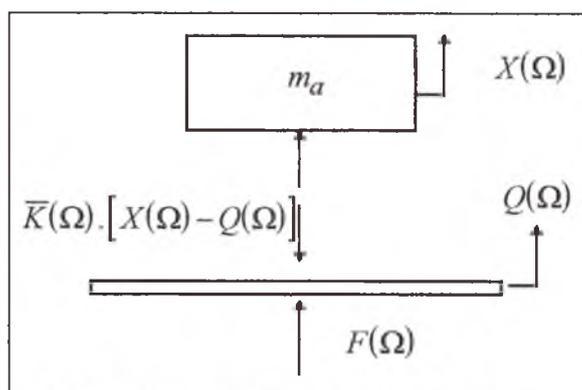


FIGURA 60 - Diagrama de corpo livre

Da figura 60, tem-se:

$$F(\Omega) = \bar{K}(\Omega) \cdot [Q(\Omega) - X(\Omega)] \quad (49)$$

$$\Omega^2 \cdot m_a X(\Omega) + \bar{K}(\Omega) \cdot [X(\Omega) - Q(\Omega)] = 0 \quad (50)$$

De 50, tem-se que :

$$X(\Omega) = \frac{\bar{K}(\Omega) \cdot Q(\Omega)}{K(\Omega) - \Omega^2 \cdot m_a} \quad (51)$$

Substituindo 51 em 49, tem-se:

$$F(\Omega) = \bar{K}(\Omega) \cdot \left[1 - \frac{\bar{K}(\Omega)}{\bar{K}(\Omega) - \Omega^2 \cdot m_a} \right] \cdot Q(\Omega). \quad (52)$$

A rigidez dinâmica é definida como a relação entre a força e o deslocamento, ou seja:

$$\bar{K}_a(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{Q(\Omega)} \quad (53)$$

assim tem-se:

$$\bar{K}_a(\Omega) = \frac{\bar{K}(\Omega)\Omega^2 \cdot m_a}{\Omega^2 \cdot m_a - \bar{K}(\Omega)} \quad (54)$$

onde:

$$\bar{K}(\Omega) = L \cdot \bar{G}(\Omega) \quad (55)$$

L é uma constante da peça elastomérica que depende da forma da mesma. $\bar{G}(\Omega)$ é o módulo de cisalhamento. Estes parâmetros podem ser obtidos experimentalmente ou de gráficos fornecidos pelos fabricantes de elastômeros.

Define-se a frequência de anti-ressonância como sendo aquela que torna o denominador de 54 nulo, quando o amortecimento é nulo, assim:

$$m_a \Omega_a^2 - L \cdot G(\Omega_a) = 0 \quad (56)$$

$$\Omega_a^2 = \frac{L \cdot G(\Omega_a)}{m_a} \quad (57)$$

tem-se:

$$L \cdot G(\Omega) = L \cdot G(\Omega_a) \cdot r(\Omega); \quad \text{onde:} \quad r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)} \quad (58)$$

A rigidez dinâmica na base do neutralizador pode ser escrita como:

$$\bar{K}_a(\Omega) = \Omega^2 \cdot m_a \cdot \frac{r(\Omega) \cdot [1 + i \eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) \cdot [1 + i \eta(\Omega)]}; \quad \text{onde:} \quad \varepsilon_a = \frac{\Omega}{\Omega_a} \quad (59)$$

A relação entre a rigidez, a massa e a impedância dinâmica, é dada por:

$$K(\Omega) = -\Omega^2 \cdot M(\Omega) = i \cdot \Omega \cdot Z(\Omega). \quad (60)$$

logo:

$$\bar{M}_a(\Omega) = -m_a \cdot \frac{r(\Omega) \cdot [1 + i \eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) \cdot [1 + i \eta(\Omega)]}. \quad (61)$$

$$\bar{Z}_a(\Omega) = -i \cdot \Omega^2 \cdot m_a \cdot \frac{r(\Omega) \cdot [1 + i \eta(\Omega)]}{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) \cdot [1 + i \eta(\Omega)]}. \quad (62)$$

Define-se o amortecimento, a massa e a rigidez generalizada equivalente como sen-

do:

$$m_{eq}(\Omega) = \Re(M_a(\Omega)) = \frac{\Re(K_a(\Omega))}{-\Omega^2} = \frac{\Im(Z_a(\Omega))}{\Omega} \quad (63)$$

$$c_{eq}(\Omega) = \Re(Z_a(\Omega)) = \frac{\Im(K_a(\Omega))}{\Omega} = -\Omega \cdot \text{Im}(M_a(\Omega)) \quad (64)$$

$$k_{eq}(\Omega) = \Re(K_a(\Omega)) = -\Omega \cdot \Im(Z_a(\Omega)) = -\Omega^2 \cdot \Re(M_a(\Omega)) \quad (65)$$

Substituindo 59, 61, 62 em 63, 64 e 65, tem-se:

$$k_{eq}(\Omega) = -\Omega^2 \cdot m_a \cdot \frac{r(\Omega) \cdot \{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) [1 + i\eta^2(\Omega)]\}}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} \quad (66)$$

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \cdot \frac{r(\Omega) \cdot \{\varepsilon_a^2 - r(\Omega) [1 + i\eta^2(\Omega)]\}}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} \quad (67)$$

$$c_{eq}(\Omega) = \Omega m_a \frac{r(\Omega)\eta(\Omega)\varepsilon_a^3}{[\varepsilon_a^2 - r(\Omega)]^2 + [r(\Omega)\eta(\Omega)]^2} \quad (68)$$

Das equações 63, 64 e 65, pode-se obter as seguintes relações:

$$K_a(\Omega) = -\Omega^2 m_{eq}(\Omega) + i\Omega c_{eq}(\Omega), \quad (69)$$

$$K_a(\Omega) = k_{eq}(\Omega) + i\Omega c_{eq}(\Omega), \quad (70)$$

$$M_a(\Omega) = m_{eq}(\Omega) + \frac{c_{eq}(\Omega)}{i\Omega}, \quad (71)$$

$$M_a(\Omega) = \frac{k_{eq}(\Omega)}{\Omega^2} + \frac{c_{eq}(\Omega)}{i\Omega}, \quad (72)$$

$$Z_a(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + i\Omega m_{eq}(\Omega), \quad (73)$$

$$Z_a(\Omega) = c_{eq}(\Omega) + \frac{k_{eq}(\Omega)}{i\Omega}. \quad (74)$$

Pode-se fazer uma representação gráfica, mostrando a equivalência dinâmica entre um sistema qualquer, cujas características dinâmicas podem ser representadas por $\bar{K}_a(\Omega)$, $\bar{Z}_a(\Omega)$ ou $\bar{M}_a(\Omega)$; e um sistema constituído por parâmetros equivalentes generalizados os quais tem o mesmo número de graus de liberdade do sistema original. Logo:

ANEXO 2 - DADOS DO CABO PARTRIDGE, ESFERA E STOCKBRIDGE

A 2.1 - Introdução

Neste anexo apresentam-se as características dos componentes utilizados na bancada de ensaios, os quais são os mesmos das linhas de transmissão.

A 2.2 - Características do Cabo *PARTRIDGE*

Item	Descrição
Tipo	Alumínio com Alma de Aço (CAA)
Código	Partridge
Área de alumínio	135,19 [mm ²]
Área Total	157,23 [mm ²]
Área de Cobre Equivalente	85 [mm ²]
Fios de Alumínio	26
Diâmetro dos Fios de Alumínio	2,573 [mm]
Fios de Aço	7
Diâmetro dos Fios de Aço	2,002 [mm]
Diâmetro da Alma de Aço	6,01 [mm]
Diâmetro Total	16,30 [mm]
Densidade de Alumínio	0,3746 [kg/m] - 68,5 % da massa total
Densidade de Aço	0,1722 [kg/m] - 31,49 % da massa total
Densidade Total do Cabo	0,5468 [kg/m]
Carga de Ruptura (T ambiente)	5,130 [kgf]
Resistência á C.C. a 20 °C	0,2143 [Ω/km]

TABELA 7 - Características do cabo CAA - *PARTRIDGE*

A 2.3 - Características da Esfera de Sinalização Diurna

As características das esferas de sinalização diurna são:

- Semi-esfera de fibra de vidro,
- Mancal de liga de alumínio fundido SAE 305,
- Parafusos, Porcas e Arruelas de aço SAE 1010/1020,
- Acabamento superficial no material ferroso : Galvanizado a fogo (ASTM A-153),
- Peso aproximado 3,2 [kg],
- Cor Laranja “FAB”,
- Fabricada de acordo com NBR 6535 “Sinalização de Linhas de Transmissão”.

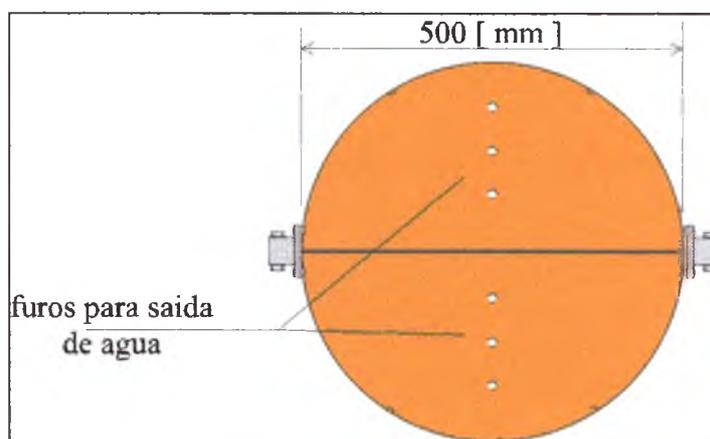


FIGURA 62 - Esfera de sinalização aérea diurna SADE.

A 2.4 - Características do STOCKBRIDGE

As características dos stockbridges utilizados nas linhas de transmissão, dada pelo fabricante são:

- Calotas de Zinco ASTM B-6,
- Grampo e lingüeta de liga de alumínio fundido SAE 305,
- Parafusos, porcas e arruelas de aço carbono SAE 1010/1020, galvanizados a fogo ASTM-153,

- Cabo de aço EHS $\Phi = 5/16$ (polegadas),
- Peso aproximado 4,3 [kg],
- Para utilização em cabos CAA de 15 até 17,78 [mm].

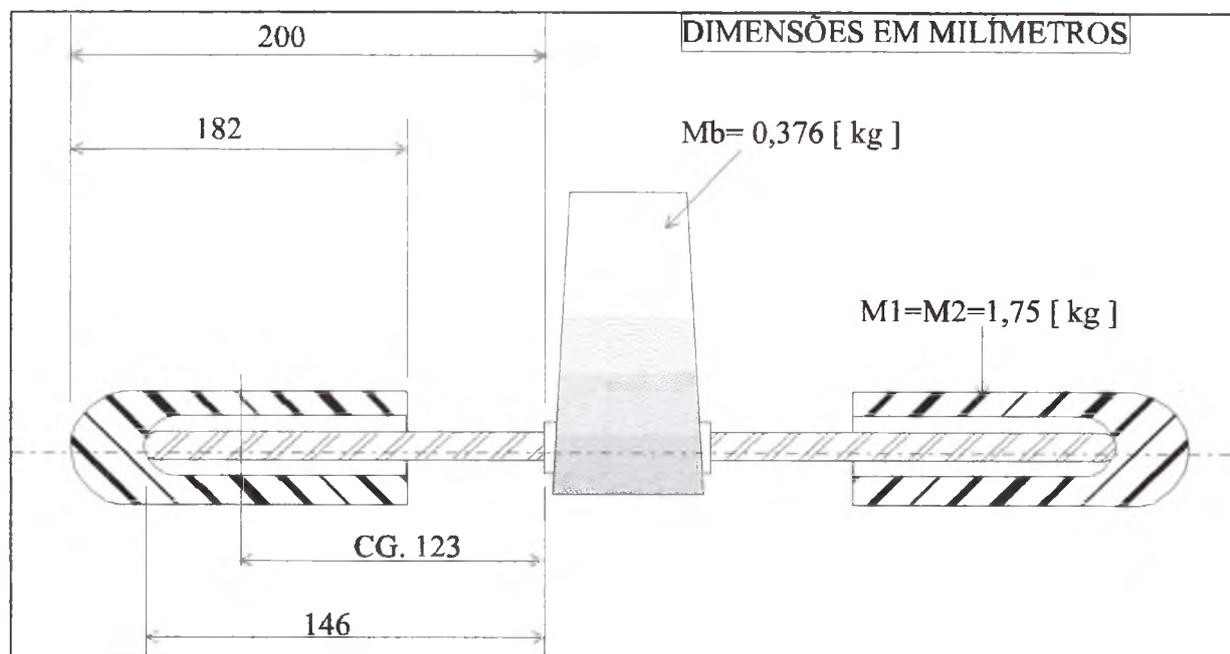


FIGURA 63 - Stockbridge SADE.

ANEXO 3 - VERIFICAÇÃO DA SENSIBILIDADE DA CÉLULA DE CARGA B&K 8200

A 3.1 - Introdução

A obtenção de valores precisos da resposta em frequência obtida na bancada de ensaios fez necessária a verificação tanto do acelerômetro utilizado bem como da célula de carga.

O acelerômetro foi comparado com um acelerômetro padrão no laboratório de padrões da ITAIPU e os valores obtidos estão de acordo com o certificado fornecido pelo fabricante. Porém, como o certificado da célula de carga não estava disponível, foi realizado este ensaio que possibilitou determinar a sensibilidade da célula de carga.

A 3.2 - Materiais e Métodos

A configuração utilizada para a obtenção da sensibilidade da célula de carga é a apresentada na figura abaixo:

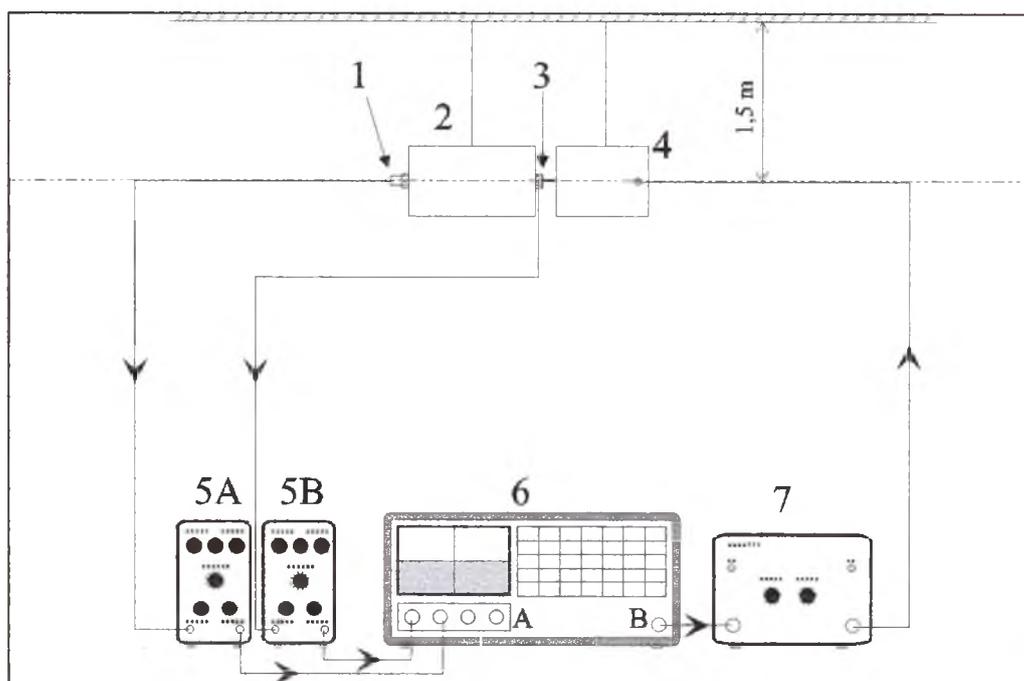


FIGURA 64 - Croqui da configuração utilizada.

Onde:

Item	Descrição
1	Acelerômetro B&K 4370
2	Massa de teste = 3.036 [kg]
3	Célula de Carga B&K 8200
4	Excitador Eletrodinâmico B&K 4809
5A	Amplificador de Carga B&K 2635 - Sensibilidade 9.99 [pC.m ⁻¹ .s ⁻²]
5B	Amplificador de Carga B&K 2635 - Sensibilidade 4.29 [pC.m ⁻¹ .s ⁻²]
6	Analizador e Gerador de Sinais HP 35670A Janela : Hanning,; Trigger : Free Run; Média : 60 [s]
6A	Entrada de sinais de vibração
6B	Gerador de sinais
7	Amplificador de corrente B&K 2706

A freqüência de ressonância calculada do sistema acima é de aproximadamente:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9,81}{1,5}} = 0,41 [Hz]$$

O sinal utilizado para a excitação do sistema foi o ruído branco de banda limitada na faixa de 200 a 600 [Hz], foi medida a Massa Aparente do sistema. Como a faixa de freqüência de excitação é muito maior que a freqüência natural do sistema, temos que a massa aparente é numericamente igual a massa sob teste. Desta maneira pode-se ajustar a sensibilidade do amplificador de carga de teste.

A 3.3 - Resultados

O resultado do ensaio está apresentado no gráfico da Figura 65.

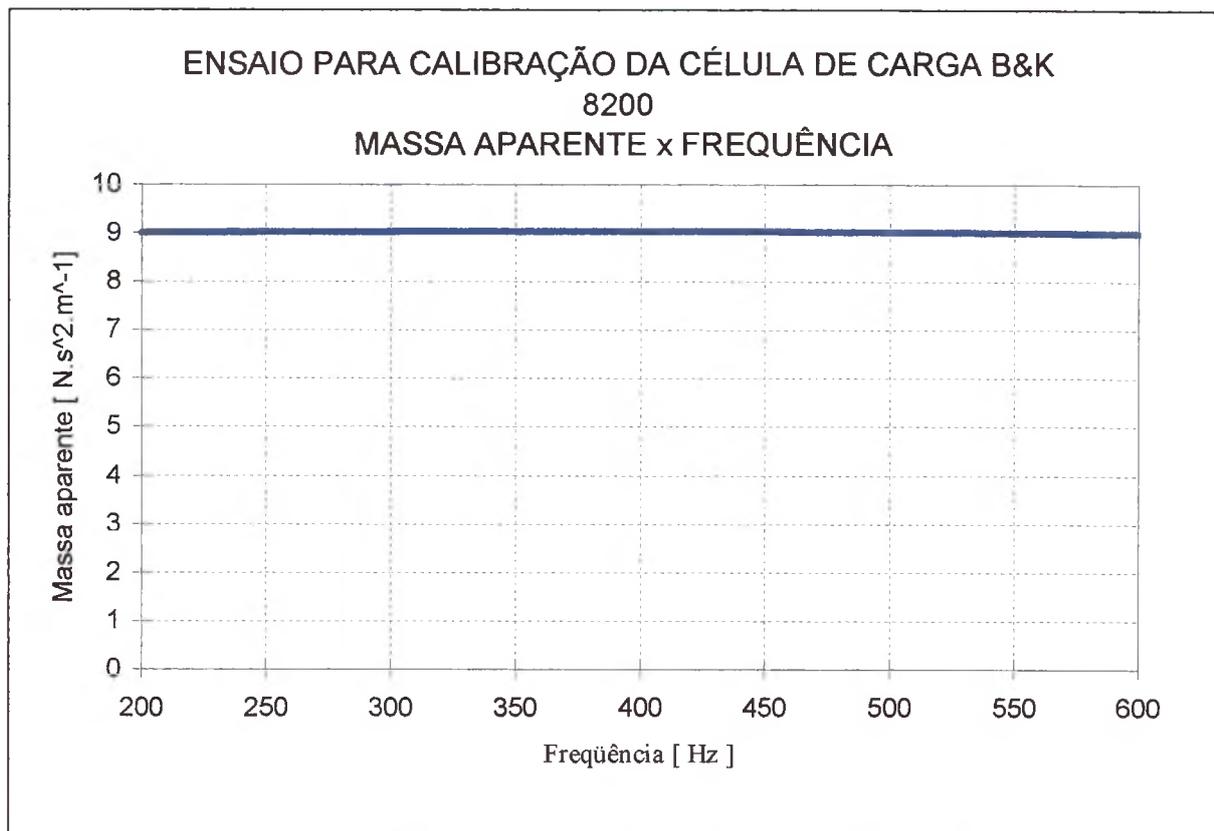


FIGURA 65 - Massa Aparente da célula de carga B&K 8200.

O valor da sensibilidade da célula de carga na ficha de calibração do fabricante é de $4,06 \text{ [pC.m}^{-1}\text{.s}^{-2}\text{]}$, e o valor encontrado $4,29 \text{ [pC.m}^{-1}\text{.s}^{-2}\text{]}$, logo a diferença é da ordem de 5,6 %.

Todos os ensaios foram realizados utilizando a sensibilidade obtida neste ensaio.

ANEXO 4 - ENSAIOS ELÉTRICOS NO CABO PÁRA-RAIOS

A 4.1 - Introdução

Em função da alma de aço, do cabo que rompeu-se na linha de transmissão, apresentar sinais de forte aquecimento, realizaram-se medições das correntes induzidas nos cabos pára-raios com varias cargas e em vários locais. O objetivo disso foi obter subsídios para simulação em bancada especialmente preparada para este fim.

A 4.2 - Medição de Corrente no Campo

Os valores medidos estão listados na Tabela 8.

LINHA	TORRE	CORRENTE INDUZIDA [A]				CARGA DA LINHA [A]
		PÁRA-RAIOS I		PÁRA-RAIOS II		
		RÉ	VANTE	RÉ	VANTE	
LI.IPU-60Hz-FI 1	506	125	85	40	50	1130
LI.IPU-60Hz-FI 2	614	90	90	90	90	1090
LI.IPU-60Hz-FI 3	715	110	110	110	100	1300
LI.IPU-60Hz-FI 4	806	50	40	155	155	1300
LI.MD-FI 1	922	95	100	185	120	1400
LI.MD-FI 2	1021	130	110	110	110	1400
LI.IPU-50Hz-FI 1	1106	120	80	70	80	1410
LI.IPU-50Hz-FI 2	1213	90	90	180	150	1550

TABELA 8 - Correntes medidas nos cabos pára-raios.

Instrumento utilizado: alicate amperimétrico KYORITSU MODELO 2001.

A 4.3 - Ensaio de Corrente no Cabo em Bancada

Submeteu-se o cabo *PARTRIDGE* a um ensaio de ciclo térmico através da circulação de corrente.

Na primeira etapa, com o cabo em condições normais, foi medida a temperatura na superfície dos fios de alumínio, na segunda, a temperatura do alumínio e da alma de aço, com todos os fios de alumínio cortados, estando a alma de aço intacta. Os resultados são apresentados na Tabela 9.

CORRENTE [A]	TEMPERATURA [°C]			OBSERVAÇÃO
	ALUMÍNIO	ALMA DE AÇO	AMBIENTE	
200	36	n/a	24	Cabo em boas condições
400	67	n/a	21	
100	29	250	25	cabo com todos os fios de alumínio cortados
140	29	522	23	

TABELA 9: Ensaio em bancada de aquecimento do CAA.

Na condição de fios de alumínio rompidos, quando submetido a níveis de corrente da mesma ordem daquelas medidas no cabo pára-raios nas Linhas de Transmissão, a alma de aço atingiu temperaturas elevadas, da ordem de 520 [°C].

As condições de ensaio simulam as condições de operação normal da linha, porém as correntes que circulam por eles podem atingir valores muito maiores, com curto-circuito ou com descargas atmosféricas.

Na figura 66 apresenta-se o efeito da exposição a alta temperatura em tensão de ruptura de um aço similar ao utilizado na alma de aço do cabo Partridge.

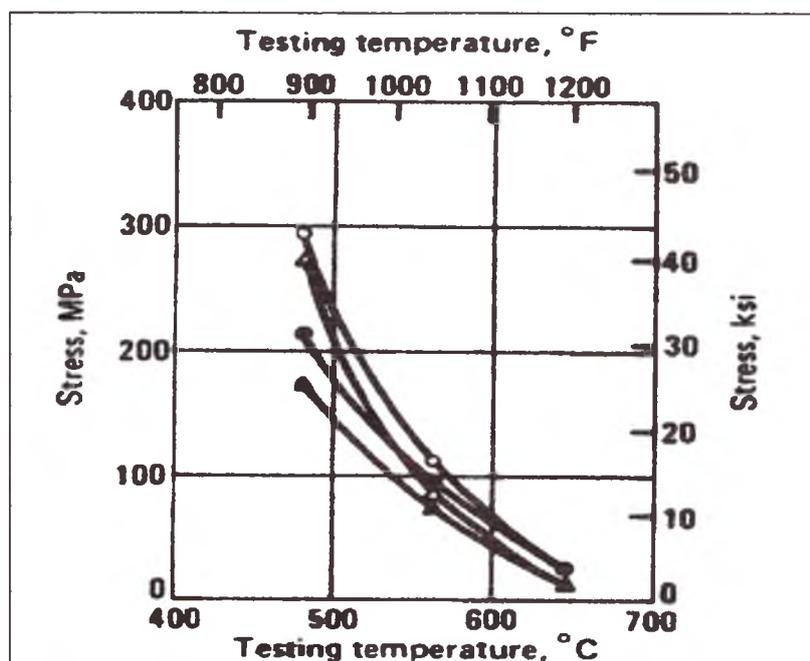


FIGURA 66 - Temperatura x Tensão de Ruptura em 1000 horas.

(Metals Handbook 9th edição, vol. 1)

Como pode ser observado na figura acima, a tensão de ruptura reduz rapidamente entre 500 e 600 [C].

No ensaio não foi possível atingir correntes de 185 [A], que foi o máximo valor medido no campo, com este valor a temperatura no cabo atingirá valores que o levarão a ruptura devido a tensão de esticamento.

ANEXO 6 - MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO NAS LINHAS DE TRANSMISSÃO - FURNAS

A 6.1 - Medição de Vibração no Cabo Pára-Raios do Vão 614/615

As medições de vibração realizadas por Furnas, em um trecho da linha, após a colocação de stockbridges, com os instrumentos e procedimentos mencionados no capítulo 3, tiveram os seguintes resultados:

```

Matrix Conductor SN-Data Evaluation Setup Printer... Help 10:49:2
Freq/Ampli without wind
Lowest frequency: 0 [Hz] Lowest amplitude: 8 [1/1000 mm]
  
```

FREQ. [Hz]	Upper limit of Amplitude class [1/1000 mm]							
	63	125	188	251	314	376	439	500
2	85	0	0	0	0	0	0	0
5	114	0	0	0	0	0	0	0
10	77	0	0	0	0	0	0	0
15	63	0	0	0	0	0	0	0
20	17	0	0	0	0	0	0	0
25	71	0	0	0	0	0	0	0
30	9	0	0	0	0	0	0	0
34	1	0	0	0	0	0	0	0
40	64	7	0	0	0	0	0	0
45	183	39	0	0	0	0	0	0
50	122	21	0	0	0	0	0	0
59	245	47	0	0	0	0	0	0
83	491	12	0	0	0	0	0	0
100	33	0	0	0	0	0	0	0
143	3	0	0	0	0	0	0	0
200	0	0	0	0	0	0	0	0

```

Alt-X Exit Alt-R Read Matrix F2 Save Alt-C Clear Alt-F3 Close F10 Menu
  
```

FIGURA 68 - Diagrama Frequência x Deslocamento.

```

Matrix Conductor SN-Data Evaluation Setup Printer... Help 10:23:0
Evaluation summary
CONDUCTOR DATA
  
```

Strands steel (number, diameter [mm]):	7 , 2.0
Strands aluminium (number, diameter [mm]):	26 , 2.6
Strands alloy (number, diameter [mm]):	0 , 0.0
Total conductor area [mm ²):	156.87
Minimum bending stiffness [N*mm ²):	5'051.92 * 10 ³
Conductor stress at T = 20.0 °C [N/mm ²):	57.3
Material of outer layer:	ALUMINIUM
Stress/Amplitude factor (Poff./Swart) at L = 89.0 mm:	28.81
Stress/Amplitude used for lifetime estimation:	28.81

```

Conductor lifetime expectancy is SATISFACTORY
(estimated lifetime > 500 years)
Alt-X Exit Alt-R Read Matrix F2 Save Alt-C Clear Alt-F3 Close F10 Menu
  
```

FIGURA 69 - Previsão de vida útil do cabo.

A 6.2 - Comentários

A análise dos valores de vibração foi feito com um programa de computador, que reproduz os critérios da norma IEEE 65-156, e conforme podemos observar na figura 69, a vida útil esperada é de mais de 500 anos.

O método de medição aplicado não permite considerar o efeito das esferas de sinalização e avalia os níveis de vibração próximo ao ponto de ancoragem do cabo. Constatou-se nas inspeções nos cabos pára-raios das linhas que as falhas nunca aconteceram do lado da esfera voltado para o stockbridge.

ali-

ANEXO 7 - ENSAIOS COMPARATIVOS DA EFICIÊNCIA DE DISPOSITIVOS DE CONTROLE DE VIBRAÇÃO

A 7.1 - Introdução

Logo em seguida a ocorrência de ruptura total do cabo pára-raios na linha de transmissão, procurou-se implantar de imediato algum dispositivo que pudesse minimizar o problema junto as esferas; como decidiu-se pela inspeção em todas as esferas com o abaixamento do cabo ao solo ou até o cabo condutor, o método mais simples, prático e barato era a instalação de alças pré-formadas (figura 6), a qual foi implantada nos locais necessários.

Como uma empresa, fabricante de dispositivos para linhas, ofereceu um componente denominado SVD (figura 70), que é feito de material elastomérico, tem 1,5 [m] de comprimento, diâmetro variável e envolve o cabo amortecendo a vibração no trecho onde é colocado (figura 70), decidiu-se fazer um ensaio comparativo do desempenho de três dispositivos, montados próximo ou no vão entre as esferas, que são: stockbridge convencional de massas assimétricas; SVD e Alça pré-formadas.

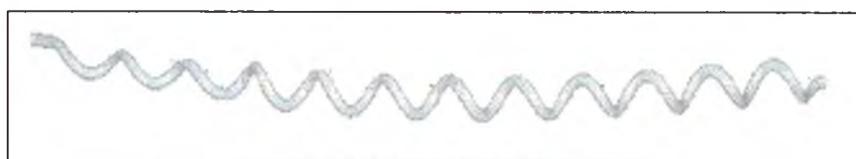


FIGURA 70 - SVD.

A 7.2 - Descrição do Ensaio

A 7.2.1 - Bancada de Ensaio

A bancada utilizada foi a da Figura 71.

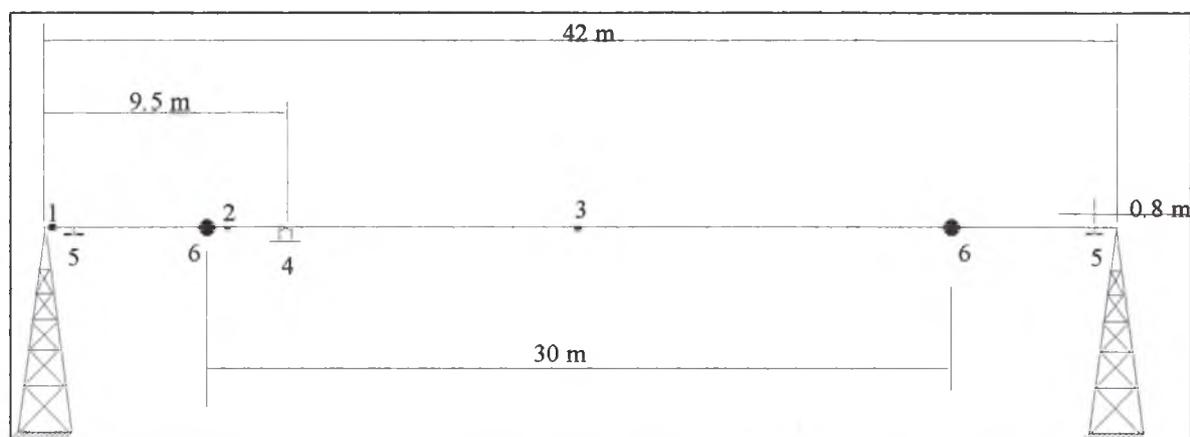


FIGURA 71 - Vão experimental para avaliação da eficiência de amortecedores de vibração.

- | | | | |
|---|---------------------|---|--------------------------|
| 1 | Acelerômetro (ACC1) | 4 | Excitador eletrodinâmico |
| 2 | Acelerômetro (ACC2) | 5 | Stockbridge |
| 3 | Acelerômetro (ACC3) | 6 | Esferas de Sinalização |

A 7.2.2 - Metodologia

Alguns ensaios preliminares foram realizados para que se pudesse superar dificuldades que surgiram, como:

- Posicionamento dos transdutores de vibração:

Para fazer análise simultânea dos sinais de vibração e em função do equipamento disponível para análise, foram utilizados 3 acelerômetros e um transdutor de força. Um acelerômetro (ACC1), foi montado a 9 [cm] de uma extremidade de fixação do cabo; outro a 9 [cm] da extremidade do flange de fixação de uma esfera de tal maneira que ele estivesse no vão formado quando da colocação das duas esferas e o terceiro na parte central do vão.

- Tipo do sinal utilizado para excitação do cabo:

Utilizamos o Ruído Branco de banda limitada, na faixa de frequência de 0 a 2000 [Hz], e realizando a análise na faixa de 0 a 200 [Hz]. O transdutor de força foi utilizado apenas para garantir que a aceleração da faixa de frequência sob ensaio fosse a mesma em todas as medições.

- Posicionamento do excitador eletrodinâmico:

O objetivo era de reduzir as vibrações entre as esferas, e por isso optamos pela colocação do excitador neste vão, em uma posição de aproximadamente a 3,5 [m] da esfera próximo ao acelerômetro n.º 2. Alguns modos de vibrar do cabo, não puderam ser excitados com esta escolha.

- Tipo de Stockbridge:

Dois tipos de stockbridges estavam disponíveis para a realização dos ensaios, um com massas iguais (SB1), e outro com massas diferentes (SB2), o segundo foi escolhido por ter se mostrado mais eficiente em testes preliminares.

As medições de vibração foram realizadas em várias etapas onde cada componente ia sendo adicionado ao cabo e seu efeito sendo verificado. Apenas os transdutores de vibração e o sistema de excitação do cabo foram mantidos em todos eles. O espectro de frequências em velocidade foi adotado [mm.s^{-1} rms].

A 7.2.3 - Diagrama e Instrumentos Utilizados

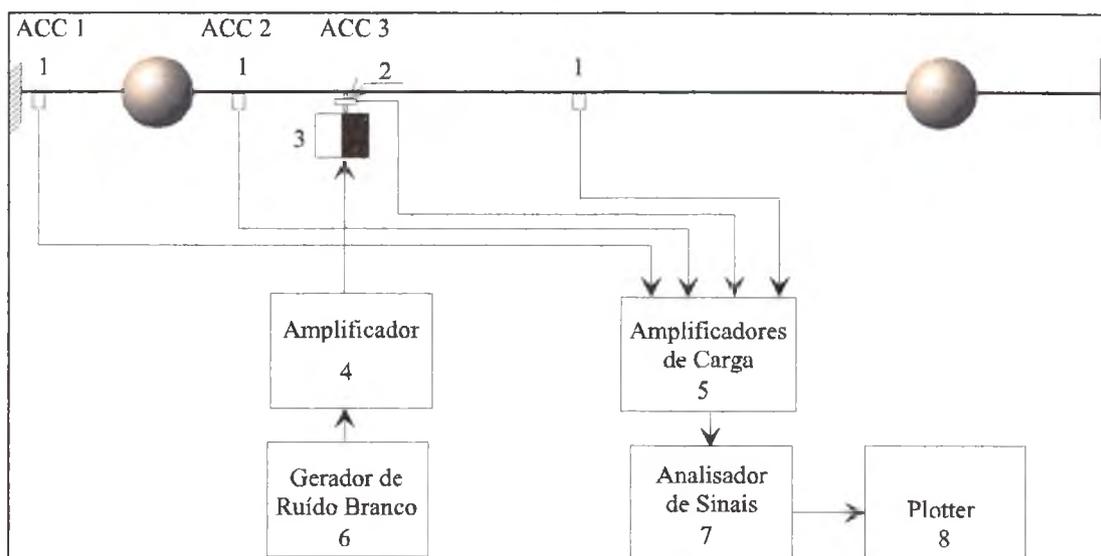


FIGURA 72 - Diagrama da bancada e instrumentos utilizados

Item	Descrição
1	Acelerômetro B&K 4370
2	Transdutor de Força B&K 8200
3	Excitador Eletrodinâmico B&K 4809
4	Amplificador de Potência B&K 2707
5	Amplificador de Carga B&K 2635
6	Gerador de Ruído Branco (AT-MIO 16 National + Microcomputador)
7	Analisador de Sinais Scientific Atlanta SD 380-4C
8	Plotter HP 7475A

A 7.2.4 - Dados do Cabo e do Vão Experimental

Diâmetro	16,3	[mm]
Tensão de Esticamento	9000	[N]
Densidade	0,5468	[kg/m]
Comprimento do vão	42	[m]
Frequência fundamental	1.6	[Hz]

A 7.2.5 - Resultados

Os valores globais de vibração na faixa de frequência utilizada, são apresentados na tabela 12.

CONFIGURAÇÃO	ACC1 mm.s ⁻¹ rms	ACC2 mm.s ⁻¹ rms	ACC3 Mm.s ⁻¹ rms
livre - livre	4.48	6.25	6.01
sb2 - sb2	1.96	5.92	5.36
sb2 - esfera - esfera - sb2	1.38	3.77	5.94
sb2 - esfera (festão) - esfera (festão) - sb2	1.60	2.90	5.07
sb2 - esfera (svd) - esfera (svd) - sb2	1.08	2.98	4.73
sb2 - esfera (sb2) - esfera (sb2) - sb2	1.12	1.90	4.92

TABELA 12 - Valor global da vibração em cada acelerômetro [mm.s⁻¹ rms]

A seguir apresentam-se os espectros da vibração do cabo em cada uma das configurações, e um diagrama representativo de cada configuração.

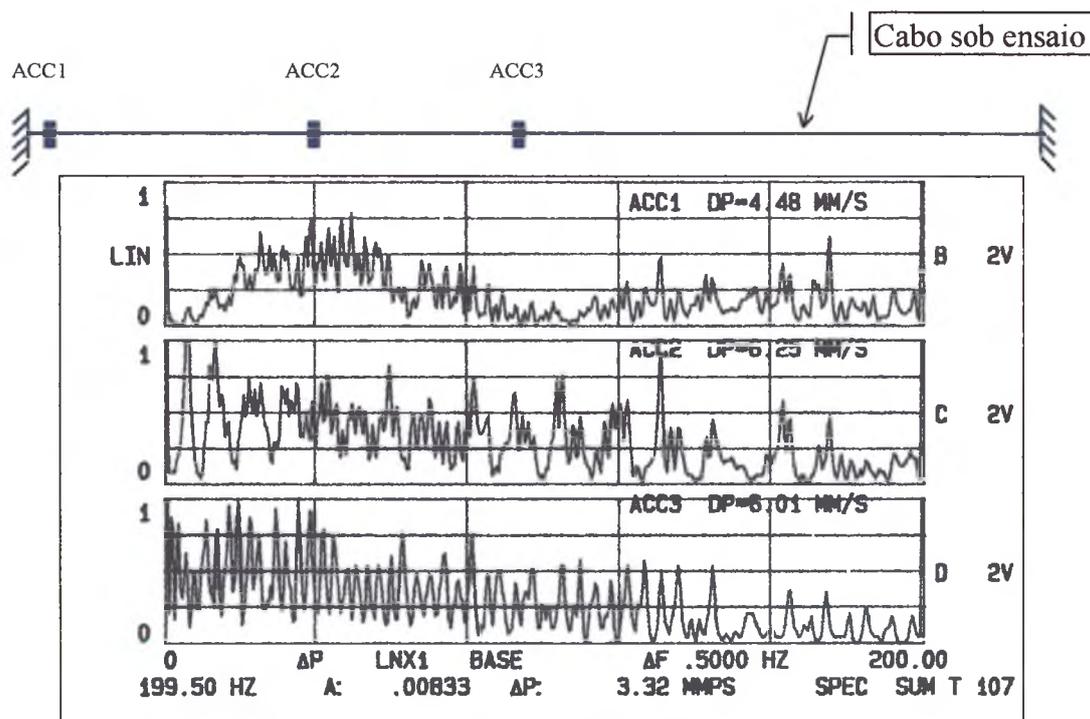


FIGURA 73 - Cabo Livre.

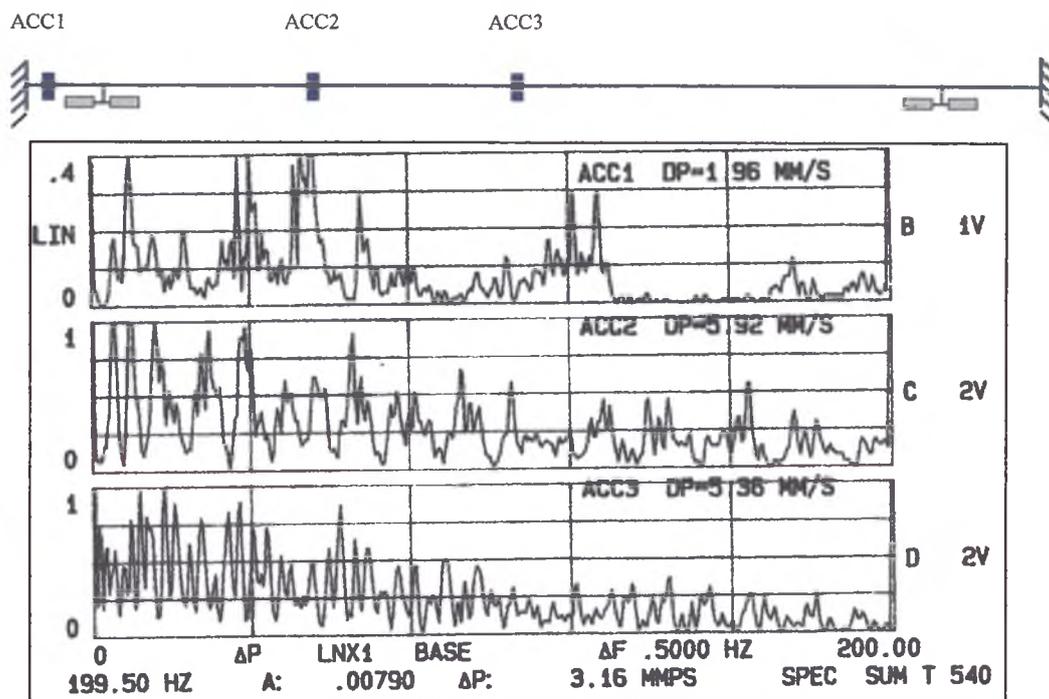


FIGURA 74 - Stockbridges.

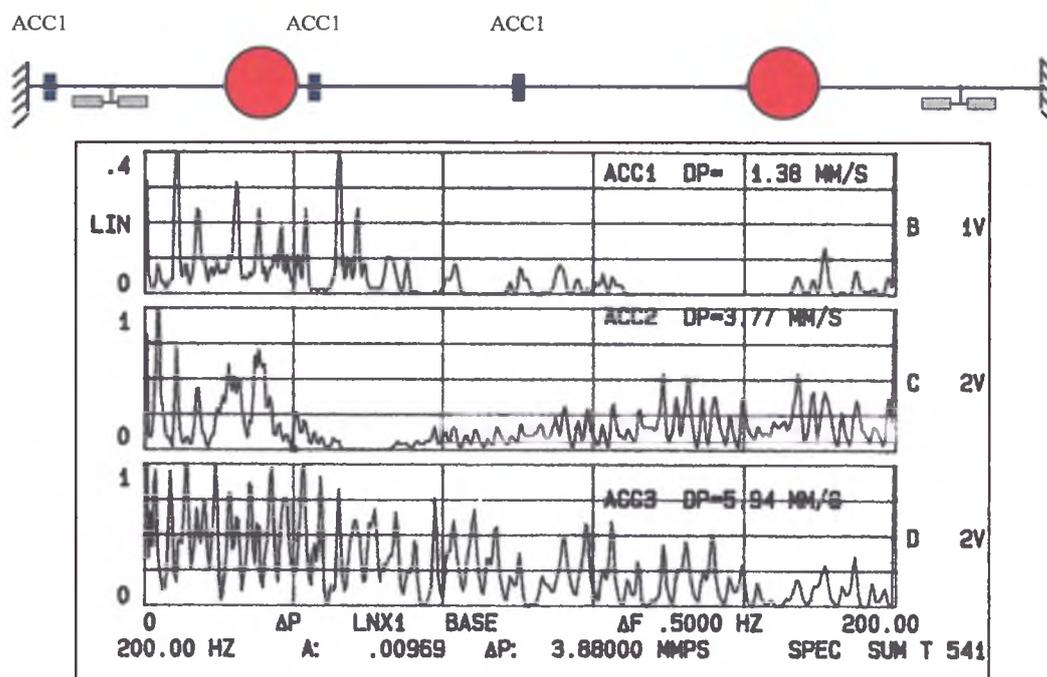


FIGURA 75 - Stockbridges e esferas.

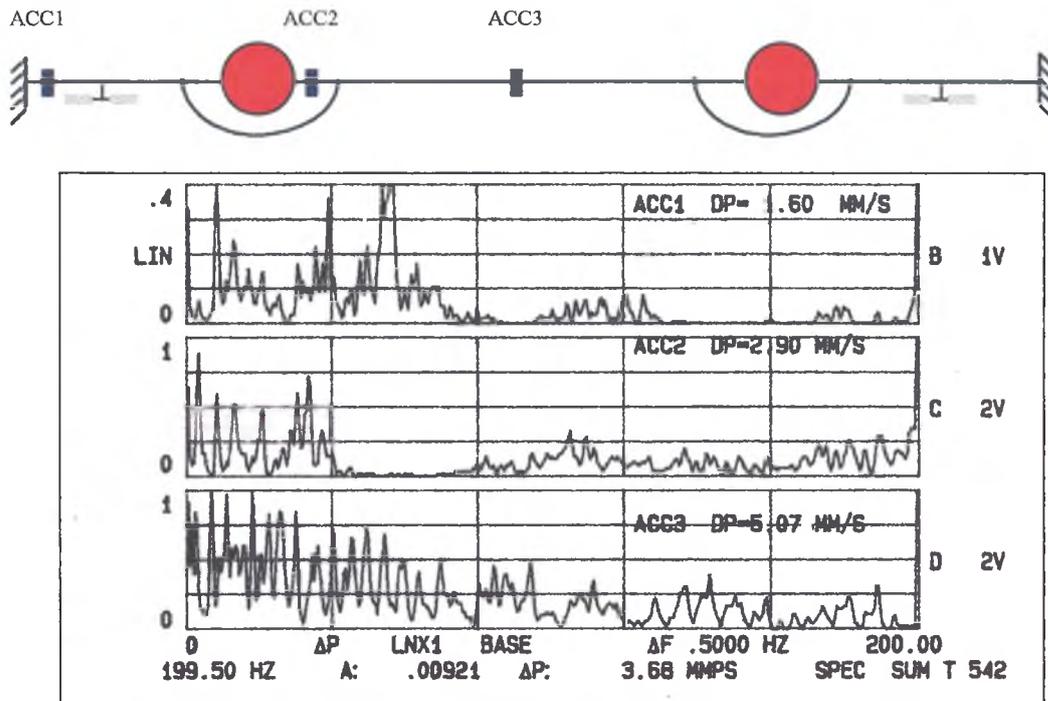


FIGURA 76 - Stockbridges, esferas e alça pré-formada.

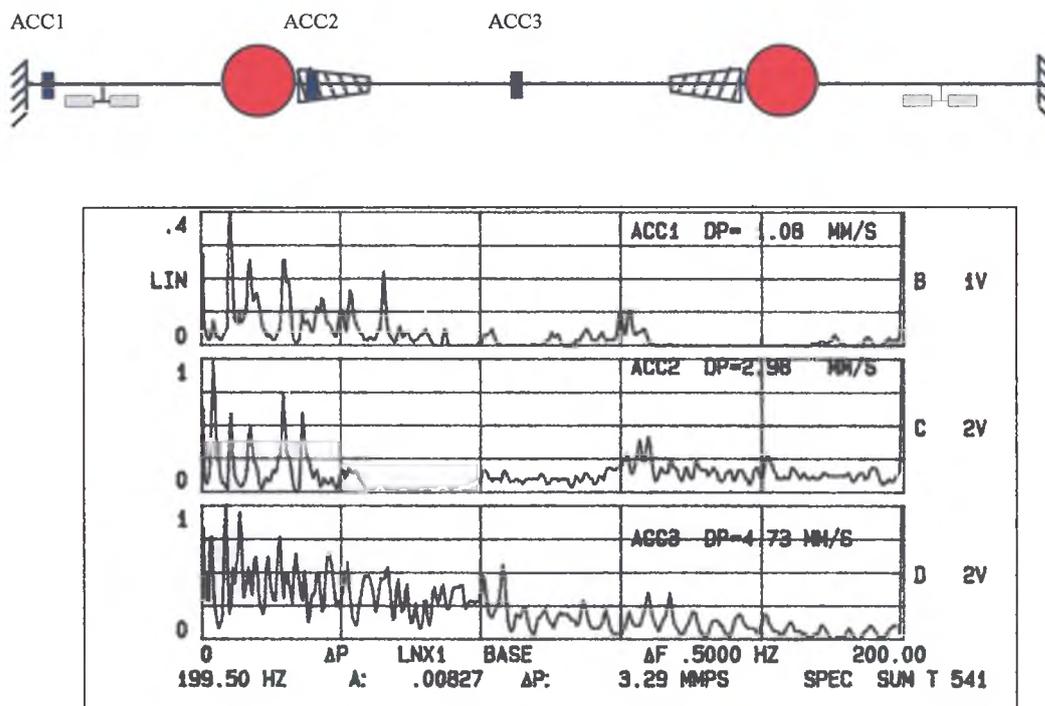


FIGURA 77 - Stockbridges, esferas e SVD.

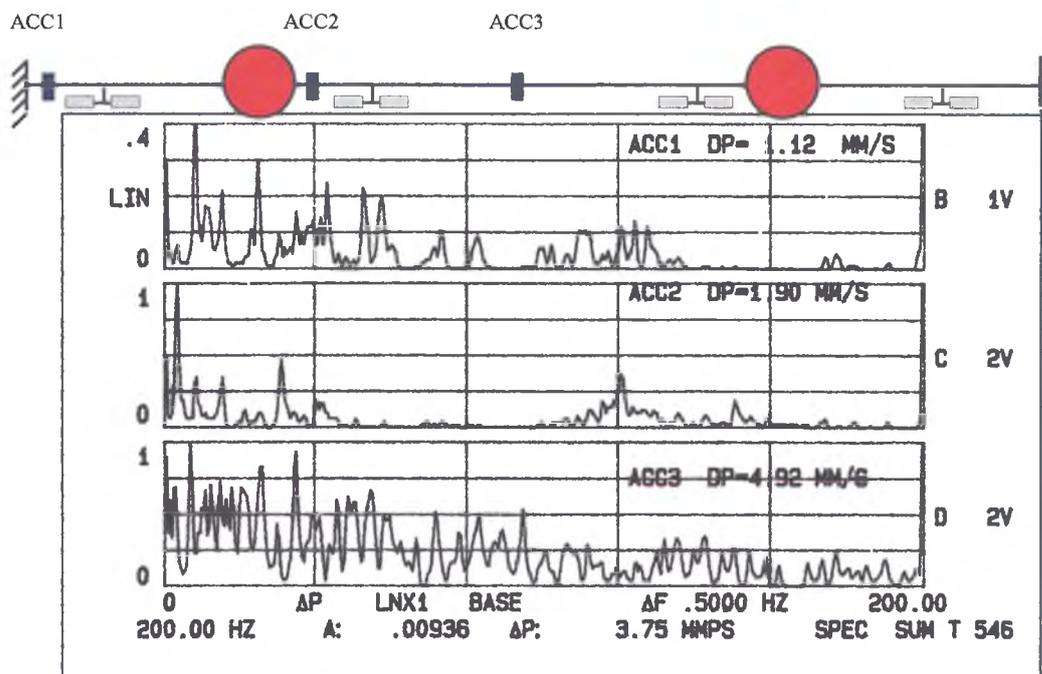


FIGURA 78 - Stockbridges, esferas e stockbridges.

A 7.3 - Comentários Sobre os Resultados dos Ensaios

Podemos observar tanto pelos valores globais como pelos diagramas espectrais que:

- A colocação dos stockbridges no cabo livre, faz reduzir a vibração de maneira geral, mas principalmente próximo a ancoragem do cabo o valor global é reduzido mais de 50%;
- No acelerômetro ACC2, próximo as esferas, a vibração é reduzida quase a zero na faixa de 50 a 65 [Hz], e próximo a ancoragem do cabo (ACC1), o valor global é reduzido em 30% com relação ao cabo com os stockbridges;
- A alça pré-formada tem efeito apenas nas frequências superiores a 70 [Hz];
- O SVD, tem desempenho semelhante a alça pré-formada, e seu custo é muito superior a esta;
- O menor nível de vibração no cabo é obtido com os stockbridges (figura 78).

Em função do resultado destes ensaios, foi recomendada a colocação dos stockbridges no vão entre as esferas, por ter se mostrado o dispositivo mais eficiente, e foi implan-

tado em Abril/97, quando foram feitas inspeções com helicóptero (figura 79), nos locais onde haviam fios rompidos próximos as esferas.



FIGURA 79 - Montagem do stockbridge próximo a esfera na linha de transmissão.

6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 - 1º SEMASE. **“Rompimento de cabo pára-raios CAA junto á fixação da esfera de sinalização em linhas de transmissão de 500 [kV] - SANADA, Adolfo Y.; TEIXEIRA, Paulo H. – Out. 1995.**
- 2 - CENTRAIS ELÉTRICAS DE FURNAS **“Ensaio de vibração eólica em cabos pára-raios de LT’s de 500 [kV], NIGRI, A. I. - Março 1990.**
- 3 - ———. **“Ensaio de vibração eólica em cabos pára-raios de LT’s de 500 [kV], NIGRI, A. I. - Setembro 1994.**
- 4 - ———. **“Medições de vibração eólica em cabos pára-raios de LT’s de 500 [kV], NIGRI, A. I. - Novembro 1996.**
- 5 - CLAREN, R.; DIANA, G. **“*Vibrazioni dei conduttori (Ricerche Teoriche e Sperimentali) Vibrazioni trasversali di un conduttore tesato*”, L’Energia Elettrica nº 10, 1966.**
- 6 - ———. **“*Vibrazioni dei conduttori (Ricerche Teoriche e Sperimentali) - Ammortizzatore di vibrazioni a due gradi di libertà tipo Stockbridge*”, L’Energia Elettrica nº 11, 1966.**
- 7 - ———. **“*Vibrazioni dei conduttori (Ricerche Teoriche e Sperimentali) - Vibrazioni trasversali di un conduttore tesato com ammortizzatore*”, L’Energia Elettrica nº 12, 1966.**
- 8 - DEN HARTOG, J. P. **“*Mechanical vibrations*”, Dover Publications, New York: 1985.**

- 9 - DOTHARAD, M.S.; GANESAN, N.; RAO, D. V. A.. *“Transmission line vibrations”* , Academic Press Inc.: London, 1978.
- 10 - ESPÍNDOLA, J. J.; SILVA, H. P.; *“Modal reduction of vibration by dynamic neutralizers”*, 10th International Modal analysis Conferencia. San Diego, California, 1992.
- 11 - ESPÍNDOLA, J. J.; BAVASTRI, C. A. - *“Reduction of vibrations in complex structures with viscoelastic neutralizers; A generalized approach”* – ASME 1995.
- 12 - EWINS, D. J. *“Modal testing theory and practice”*, Research Studies Press, Letchworth, London, 1986.
- 13 - IMPERIAL COLLEGE OF SCIENCE, TECHNOLOGY AND MEDICINE, *“ICATS, imperial college, analysis, testing and software”*, mechanical Engineering Department, 1994
- 14 - ITAIPU BINACIONAL *“Ensaio comparativos de dispositivos de controle de vibração nos cabos pára-raios”* TEIXEIRA, Paulo H. - Agosto 1995.
- 15 - HARD, A. R. *“Studies of conductor vibration in laboratory span”*, outdoor test span and actual transmission lines” , CIGRE, 1978
- 16 - SLETHEI, T. O.; HUSE, J. *“Conductor vibration - Theoretical and experimental investigations on laboratory test span”*, PROC. IEE. Vol. 12, nº 6, June 1965.
- 17 - TORRES, M.S.; RIPPER NETO, A.P. *“Medição de Amortecimento próprio em cabos de linhas aéreas de transmissão utilizando ondas progressivas”*, IV SEMEL, Curitiba, 1994.
- 18 - YOUNG, D. *“The theory of dynamic vibration absorbers”*, Proceeding, First U.S. National Congress of Applied Mechanics.
- 19 - SNOWDON, J.C., *“Beamlike dynamic vibration absorbers”*, Acoustic, Vol. 44,98-108, 1980
- 20 - TRANSMISSION LINE REFERENCE BOOK - **Wind-induced conductor Motion** - EPRI Research Project 792 - Gilbert / Commonwealth.