

# Medição e Controle de Vibração e Ruído em Transformadores de Subestações

C. G. Filippin, LACTEC, C. A. Bavastri, UFPR, D. A. L. Kulevicz, LACTEC, A. Q. Borrelli, LACTEC, H. L. V. dos Santos, LACTEC e R.C. Auersvald, COPEL

## RESUMO

Os transformadores de subestações de energia elétrica, em geral, produzem um elevado nível de ruído nas frequências correspondentes a duas vezes a frequência da rede e seus harmônicos. Em alguns casos este nível de ruído se torna molesto para os vizinhos da subestação. Em outros, o elevado nível de vibração pode comprometer a vida útil ou integridade da estrutura. Em geral a carcaça e os subsistemas a ela fixados possuem uma elevada densidade modal devido a sua construção física e suas características geométricas, o que o torna uma fonte de ruído altamente eficaz. Opta-se como estratégia de controle de vibrações e ruído por um conjunto de neutralizadores dinâmicos viscoelásticos. Para projetar e testar este sistema são apresentados neste trabalho os seguintes itens: identificação parcial do sistema a controlar, projeto e construção dos dispositivos de controle compostos com material viscoelásticos, medições e testes sobre um sistema real (transformador de distribuição).

## PALAVRAS-CHAVE

Materiais Viscoelásticos, Neutralizadores Dinâmicos, Ruído, Transformadores, Vibração.

## I. INTRODUÇÃO

Este trabalho surge como conseqüência do elevado nível de ruído gerado pelos transformadores localizados na planta transformadora de energia elétrica de subestações.

O ruído acústico gerado em uma subestação de energia elétrica tem por origem as vibrações estruturais dos transformadores, o sistema de ventilação dos transformadores, o chaveamento e o efeito Corona, entre outros. Destes, as vibrações e o sistema de ventilação são preponderantes, levando o foco do ruído para os transformadores. O ruído do sistema de ventilação geralmente é encoberto pelo ruído gerado pela vibração estrutural do transforma-

dor. Esta vibração estrutural tem origem no núcleo, que é excitado principalmente por forças de magnetoestricção e por forças de atração e repulsão magnéticas, já que é constituído por um conjunto de chapas justapostas. A causa do elevado ruído é a vibração gerada pelo núcleo do transformador, vibração que é transmitida ao resto da carcaça e sistemas auxiliares a ela fixados (caixas de comando/fusíveis, trocadores de calor e suportes vários). Pelas características do núcleo, a frequência de excitação é o dobro da frequência da rede e seus harmônicos [1]. No Brasil, a frequência de excitação fundamental corresponde a 120 Hz.

Em geral, os transformadores mais antigos e/ou econômicos apresentam um nível de ruído elevado nas frequências de excitação acima mencionadas. Já os transformadores mais modernos, aqueles que foram desenvolvidos para trabalhar com um nível de ruído relativamente baixo, geralmente com um custo inicial maior, são fabricados de forma de atender a exigências de ruído comunitário. Para isto, o núcleo (fonte primária) é isolado mecanicamente da carcaça do transformador (fonte secundária) e esta, por sua vez, é enclausurada e revestida com material acústico altamente absorvente [2]. Na maioria dos transformadores atualmente em funcionamento, o núcleo é apoiado diretamente na carcaça, transmitindo as vibrações para a mesma e seus sistemas auxiliares, tonando-se necessário o seu controle.

O trabalho foi dividido em duas partes:

- Identificar as fontes de ruído no transformador e os subsistemas a ele fixado para determinar as características dinâmicas das distintas fontes de ruído.
- Propor um sistema de controle de vibrações e ruído para reduzir os níveis sonoros gerado pelo transformador.

## II. ESTUDO DA FONTE SONORA

A fonte primária de vibração e ruído é o núcleo do transformador que gera, basicamente, vibrações em 120 Hz e os seus harmônicos. Na maioria dos transformadores atualmente em funcionamento, o núcleo é apoiado na sua estrutura, transmitindo as vibrações para a carcaça e seus sistemas auxiliares.

Pelas características de construção, o núcleo descansa sobre a base do transformador, na posição onde se encontram as vigas que contém as rodas de transporte. A

C. A. Bavastri trabalha na Universidade Federal do Paraná (e-mail: bavastri@ufpr.br).

D. A. L. Kulevicz trabalha no Instituto de Tecnológica para o Desenvolvimento (e-mail: denis@lactec.org.br).

C. G. Filippin trabalha no Instituto de Tecnológica para o Desenvolvimento (e-mail: filippin@lactec.org.br).

A. Q. Borrelli trabalha no Instituto de Tecnológica para o Desenvolvimento (e-mail: aroldo@lactec.org.br).

H. L. V. dos Santos trabalha no Instituto de Tecnológica para o Desenvolvimento (e-mail: hideraldo@lactec.org.br).

R. C. Auersvald trabalha na Companhia Paranaense de Energia (e-mail: roque@copel.com).

vibração gerada pelo núcleo (fonte primária) se propaga a partir dos pontos de fixação deste com a carcaça. Assim, a vibração se propaga, em geral, desde a base do transformador pelas paredes, atingindo a carcaça toda.

Para verificar qualitativamente a resposta em distintos pontos na estrutura foram medidos os níveis de vibração de um transformador em serviço - respostas no domínio da frequência - em vários pontos da carcaça e os subsistemas a ela fixados. As medições começaram na base do transformador, seguindo pelas paredes do mesmo, acompanhando a propagação da vibração na carcaça do transformador.

Na Figura 1 é apresentada uma das respostas de aceleração no domínio da frequência obtidas nos transformadores em funcionamento da planta transformadora localizada em Pilarzinho, Curitiba. Como esperado, encontrou-se uma resposta na frequência com amplificação em 120Hz e seus harmônicos, com uma ou outra frequência prevalecendo em um ou outro ponto da estrutura ou subsistema.

Para identificar parcialmente este sistema complexo (fonte secundária ou carcaça) foram medidas funções respostas em frequência (FRF) em dois transformadores fora de serviço: transformador Brown Boveri (AF 1988) – 45 MVA – 230/130/13,8 kV e transformador WEG 2001 – 5/7MVA – 34,5/13,8 kV. Duas destas funções características (denominadas Inertâncias) são mostradas nas figuras 2 e 3, medidas em dois pontos diferentes.

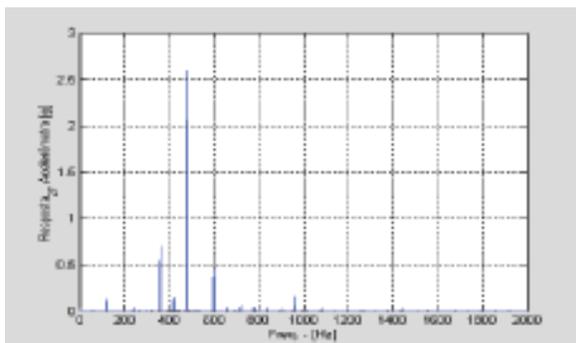


FIGURA 1: Resposta de aceleração em transformador de Pilarzinho.

Como pode observar-se nos gráficos das distintas FRFs, a densidade modal do sistema em estudo é elevada, o que provocará níveis de vibração elevados praticamente em qualquer frequência de excitação, principalmente nas frequências de excitação próprias do núcleo.

Observando as curvas de FRFs, medidas nos distintos transformadores e seus subsistemas, conclui-se que a carcaça e os subsistemas estão amplificando as vibrações introduzidas pelo núcleo (em uma ou outra frequência de excitação dependendo do ponto de resposta da estrutura). Pode-se afirmar que existe um fenômeno de ressonância, onde frequências de excitação coincidem com uma ou outra frequência natural do sistema o que provocará um elevado nível de vibração. Este nível, em princípio, não provoca dano algum sobre a estrutura do transformador já que o mesmo apresenta um elevado amortecimento introduzido pelo óleo que cobre totalmente o núcleo.

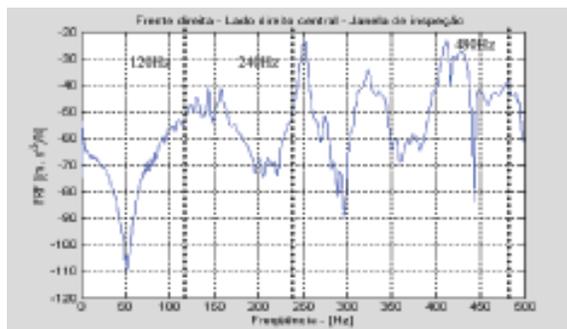


FIGURA 2: FRF: amplificação esperada em 120, 240 e 480 Hz.

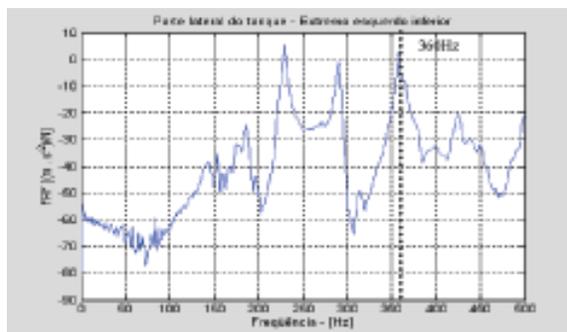


FIGURA 3: FRF: amplificação esperada em 360 Hz.

Em controle de vibração e ruído, quando uma estrutura apresenta altos valores espectrais na faixa de frequência na qual a excitação reside, existem basicamente quatro formas para reduzir os níveis de vibração e ruído:

- Reduzir o nível de vibração na fonte. Neste caso significaria atuar sobre o núcleo do transformador, isolando-o mecanicamente da carcaça que o contém; isolar os trocadores de calor da carcaça do transformador; isolar as caixas de controle e fusíveis;
- Fazer modificações estruturais na carcaça para evitar o fenômeno de ressonância. Esta seria uma ação praticamente impossível devido à elevada densidade modal do sistema como um todo;
- Reduzir o nível de ruído na trajetória. Isolar o ruído do transformador enclausurando-o ou através de barreiras o que soluciona o problema de ruído para frequências altas, na região de sombra acústica, mas não reduziria a vibração do transformador ou seus subsistemas. Seriam necessárias grandes barreiras para reduzir o nível de ruído em frequências baixas/médias (120 Hz, por exemplo);
- Introduzir neutralizadores dinâmicos. São dispositivos mecânicos simples que ao serem fixados na estrutura a controlar reduzem substancialmente os níveis de vibração, introduzindo forças de reação e dissipando energia.

Neste trabalho será desenvolvido um controle passivo de vibrações e ruído, utilizando neutralizadores dinâmicos viscoelásticos.

### III. ESTUDO E PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE

Quando sobre um sistema mecânico atua uma força cujo espectro apresenta valores significativos em uma certa faixa de frequência e nesta região de altos valores espectrais situam-se frequências naturais do sistema, este pode responder com vibrações excessivas.

Uma técnica básica utilizada para reduzir essas vibrações a níveis aceitáveis é, do ponto de vista do controle na fonte, fixar um ou mais sistemas secundários ao sistema vibrante (também conhecido como sistema principal, sistema primário ou estrutura), cuja vibração deseja-se reduzir [12].

Ao sistema secundário dá-se o nome de neutralizador dinâmico de vibrações ou absorvedor de vibrações [4] e [5]. Estes são fixados ao sistema principal, com o propósito de reduzir ou controlar as vibrações, aplicando forças de reação e/ou dissipação da energia vibratória. Em outras palavras, estes dispositivos introduzem uma elevada impedância sobre o sistema primário, em determinadas frequências ou banda de frequências.

Para o estudo e projeto do sistema de controle de vibração e ruído nos transformadores de subestações, utilizando neutralizadores viscoelásticos, é necessário conhecer as características dinâmicas do sistema a controlar (transformadores) e dos materiais viscoelásticos disponíveis no mercado. Para tal fim, serão considerados os seguintes passos:

- Medições em campo para determinar as características dinâmicas. A partir destas curvas se realizará um mapeamento sobre a fonte de ruído para determinar os pontos de fixação e as frequências características dos neutralizadores;
- Levantamento das características dinâmicas de distintos materiais viscoelásticos a serem utilizadas no sistema de controle;
- Determinação da massa total de sintonização mínima dos neutralizadores a ser adicionada ao transformador;
- Projeto e construção dos neutralizadores dinâmicos viscoelásticos, sintonizando a frequência de antirressonância em 120 Hz e seus harmônicos;
- Testes de eficiência sobre um transformador de distribuição de, no máximo, 1000 kg de massa.

#### A. Mapeamento – Forma de Vibrar Associada a cada Frequência de Excitação – Frequências Predominantes.

Devido à complexidade do sistema a controlar, muitas vezes seus parâmetros modais não podem ser completamente identificados via uma análise modal, seja pela elevada densidade modal, seja pelas características físicas do sistema. Neste trabalho supõe-se que estas duas condições estão presentes pelo que a identificação do sistema a controlar será parcial e não total.

Assim, para determinar os pontos de fixação dos

neutralizadores e as frequências características dos mesmos são propostas duas metodologias:

- Mapeamento da estrutura através de Funções Respostas em Frequência (FRFs) [8];
- Mapeamento da estrutura através de Respostas (espectros de resposta).

No primeiro caso, o sistema se encontra fora de serviço sendo possível então realizar medições de FRFs em campo. Através da informação do módulo e da fase destas funções, em uma malha previamente definida sobre a estrutura, é possível mapear os pontos de máxima amplitude de vibração, as linhas nodais e as frequências predominantes da resposta nos distintos pontos da fonte.

No segundo caso, o sistema se encontra em serviço sendo impossível realizar qualquer medição de FRF sobre a carcaça da estrutura. Nestes casos, medições de resposta (espectro da resposta) são realizadas sobre uma malha previamente definida. De forma similar ao ponto um é possível realizar um mapeamento mostrando os pontos de máxima e mínima vibração, assim como também as frequências a controlar. Finalmente é preciso determinar a massa total dos neutralizadores que será adicionada à estrutura (carcaça do transformador).

#### B. Cálculo da Massa dos Neutralizadores

O cálculo da massa total do neutralizador foi baseado nos trabalhos [3], [4], [5], [6] e [7]. Naqueles, a massa foi determinada através de uma porcentagem da massa modal do sistema a controlar, de forma equivalente a um sistema de um grau de liberdade apresentado por [12], e dos modos de vibrar associados às frequências naturais do sistema primário que se encontram na faixa de frequência de interesse.

Como mostrado em [3] e [4], metodologia geral para o projeto de um sistema de controle, a massa do sistema de controle é aproximadamente 4 ou 5 vezes menor que aquela obtida quando o sistema primário é modelado com um grau de liberdade. Assim, se na teoria de um grau de liberdade a massa do neutralizador se fixa através de uma porcentagem da massa do sistema primário (10 a 20 %), na teoria moderna esta quantidade é de 2 a 2.5 %, aproximadamente.

Neste trabalho será considerada, devido à impossibilidade de identificar completamente o sistema a controlar, uma massa total dos neutralizadores de 2 % em relação à massa total do sistema a controlar (transformador).

#### C. Material Viscoelástico

Nas figuras 4 e 5 se apresentam os nomogramas com as características dinâmicas de dois materiais viscoelásticos nacionais aptos para serem utilizados em controle de vibração e ruído. Estas características foram levantadas no Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC e modeladas através de derivada fracionária com quatro parâmetros [9], [10], [11], [13], [14], [15] e [16]:

Módulo complexo de cisalhamento, expresso por:

$$\bar{G}(\omega, T) = \frac{G_L + G_H \phi_0 [i\alpha_T(T)\omega]^b}{1 + \phi_0 [i\alpha_T(T)\omega]^b} \quad (1)$$

Fator de deslocamento expresso por

$$\log_{10} \alpha_T(T) = \frac{-\theta_1(T - T_0)}{\theta_2 + (T - T_0)} \quad (2)$$

onde:

w = frequência circular (rad/s);

T = temperatura absoluta (K);

T<sub>0</sub> = temperatura de referência (K) = 273K.

TABELA 1 – Parâmetros calculados para cada material

	G <sub>L</sub> (MPa)	G <sub>H</sub> (10 <sup>2</sup> Mpa)	j <sub>0</sub>	b
Butílica pura	1,53	1,11	1,34.10 <sup>-2</sup>	0,396
Butílica 20%	1,80	2,51	7,52.10 <sup>-4</sup>	0,479
Butílica 80%	0,91	2,77	2,20.10 <sup>-4</sup>	0,422
Neoprene	2,79	8,16	3,55.10 <sup>-4</sup>	0,297

TABELA 2 - Parâmetros de deslocamento calculados para cada material

	q <sub>1</sub>	q <sub>2</sub>
Butílica pura	15,1	171
Butílica 20%	5,85	92,0
Butílica 80%	4,25	79,3
Neoprene	9,74	148

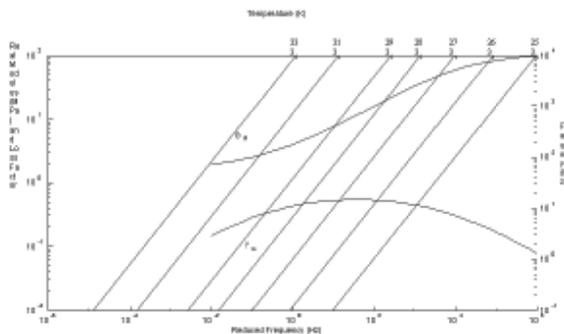


FIGURA 4: Borracha Butílica (45 Shore A) – Nomograma.

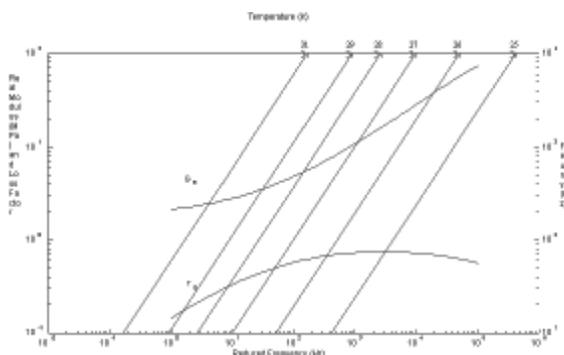


FIGURA 5: Borracha Butílica com 20% de EPDM (45 Shore A) – Nomograma.

Este estudo permitiu levantar e comparar as características dinâmicas de distintos materiais viscoelásticos nacionais, escolhendo entre eles aqueles que mais se ajustam às necessidades do projeto. É importante ressaltar que os dispositivos de controle construídos com estes materiais estarão expostos a ataques próprios do meio ambiente. Mudanças bruscas de temperatura poderiam dessintonizar as frequências características dos neutralizadores e por este motivo levá-los a trabalhar em condições não ótimas.

TABELA 3 - Módulo de Cisalhamento e Fator de Perda para cada material a 120 Hz e 30 °C

	G (MPa)	h
Neoprene	4,37	0,147
borracha butílica	3,62	0,402
borracha butílica 20%	2,47	0,252
borracha butílica 80%	1,16	0,169
borracha natural	3,39	0,089

Dentre os vários materiais ensaiados e testados conclui-se que o neoprene e a borracha butílica com 80 % de EPDM são os mais estáveis a variações de temperatura.

Por outro lado, a borracha butílica pura, ainda sendo mais sensível às variações térmicas, possui um fator de perda maior, elevado, tornando-a mais eficiente em uma banda ampla de frequência.

Ambos os tipos de materiais são aptos para o controle passivo de vibração em banda ampla de frequência. Aqueles materiais mais estáveis, geralmente com menor fator de perda, são mais eficazes em banda estreita de frequência. Materiais que trabalham na região de transição, módulo de cisalhamento proporcional à frequência nas figuras 4 e 5, possuem um elevado amortecimento sendo eficazes em uma banda ampla de frequência, mas, por outro lado, são mais sensíveis a mudanças climáticas.

#### D. Projeto e Construção dos Neutralizadores

Uma vez caracterizados os distintos materiais viscoelásticos, o projeto dos neutralizadores baseou-se na teoria desenvolvida por [3], [4], [5], [6] e [7]. O modelo matemático utilizado para o projeto de um neutralizador simples (Figura 6) foi a massa dinâmica e a transmissibilidade.

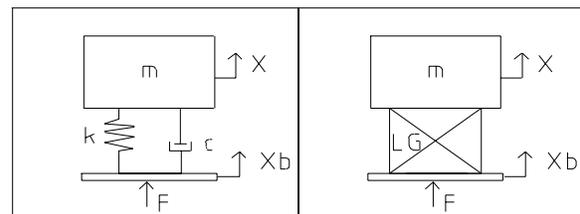


FIGURA 6: Modelo de 1 grau de liberdade – MKC e Viscoelástico

Define-se massa dinâmica para um modelo físico de um grau de liberdade:

$$M(\omega) = \frac{F(\omega)}{[(i\omega)^2 X(\omega)]} \quad (3)$$

$$M(\omega) = \frac{-\omega^2 m_b m + m_b LG(\omega) + m LG(\omega)}{[-\omega^2 m + LG(\omega)]}$$

De forma similar a transmissibilidade é dada por:

$$T(\omega) = \left| \frac{X(\omega)}{X_b(\omega)} \right| = |T_R(\omega) + iT_I(\omega)|$$

$$T_R(\omega) = \frac{-\omega^2 m LG_R + (LG_R)^2 [1 + \eta^2]}{[-\omega^2 m + LG_R]^2 + [LG_R \eta]^2} \quad (4)$$

$$T_I(\omega) = \frac{-\eta \omega^2 m LG_R}{[-\omega^2 m + LG_R]^2 + [LG_R \eta]^2}$$

A partir dos modelos apresentados nas equações (3) e (4) é possível projetar os neutralizadores nas frequências características que são definidas a partir da frequência de excitação e do mapeamento sobre a fonte de ruído (transformador). Da massa dinâmica, equação (3), é possível determinar a influência da massa do núcleo ( $m_b$ ) sobre a característica dinâmica do neutralizador.

O modelo de construção dos neutralizadores está esquematizado na Figura 6. Um anel de aço representa a massa do sistema de um grau de liberdade. O núcleo de alumínio serve para fixar o dispositivo de controle sobre a superfície do sistema primário e para unir a massa de sintonização com o material resiliente (material viscoelástico).

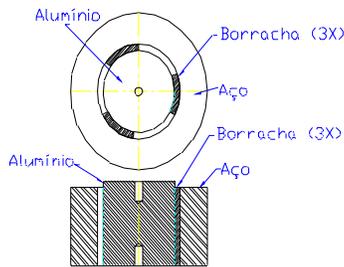


FIGURA 6: Esquema de neutralizador dinâmico viscoelástico.

Na Figura 7 são mostrados os protótipos sintonizados a 120 e 240 Hz. Estes protótipos foram construídos para verificar as propriedades dos materiais viscoelásticos e a metodologia de projeto adotada.

Testes com distintos dispositivos foram realizados para estudar a influência da massa no núcleo, utilizando para isto simulações numéricas com a massa dinâmica na base do sistema de um grau de liberdade do neutralizador viscoelástico. Estas simulações assim como os testes experimentais mostraram que a massa do núcleo, para fins práticos, não influencia na sintonização dos dispositivos.



FIGURA 7: Neutralizador sintonizado - 120Hz e 240Hz.

Uma vez definida a massa dos neutralizadores e conhecida a característica dos materiais viscoelásticos a rigidez necessária aportada por estes materiais fica definida pela área de contato com o núcleo (utilizado para fixar o neutralizador sobre o sistema a controlar e para transferir a força de e a dissipação de energia).

Testes a distintas temperaturas mostraram como variam as curvas de impedância na base do neutralizador, principal propriedade de controle destes dispositivos. Os neutralizadores foram projetados para trabalhar em forma ótima a temperatura ambiente de 20 °C.

Nas Figuras 9 e 10 são apresentadas as curvas de massa dinâmica para os dispositivos sintonizados em 120 e 240 Hz. Como pode observar-se naquelas curvas a maior impedância se encontra justamente na frequência de sintonização (frequência de controle). Como pode observar-se ainda, a eficiência destes dispositivos, devido ao elevado amortecimento introduzido pelo material viscoelástico, é de banda larga e não apenas na frequência de sintonização, como pode se esperar em dispositivos nos quais o amortecimento é praticamente nulo ou muito pequeno.

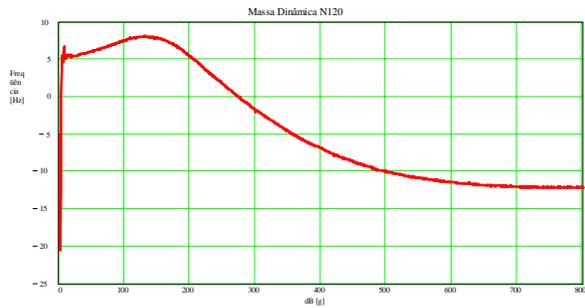


FIGURA 9: Massa dinâmica – neutralizador sintonizado a 120Hz.

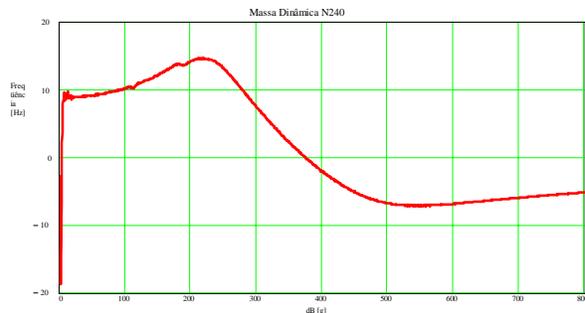


FIGURA 10: Massa dinâmica – neutralizador sintonizado a 240Hz.

Após estes testes foram construídos 16 neutralizadores sintonizados a 120 Hz com uma massa de 1 kg cada um (um total de 16 kg) e 2 neutralizadores de 2 kg cada um de 240 Hz (4 kg). Os dispositivos sintonizados a 120 Hz foram projetados e construídos com borracha butílica pura e os sintonizados a 240 Hz com borracha butílica com 20 % de EPDM (aditivo utilizado para aumentar a resistência da borracha butílica à exposição ao ozônio).

A massa total dos neutralizadores projetados e construídos poderia controlar, pela teoria moderna descrita anteriormente, um sistema de aproximadamente 1000 kg.

Sendo assim, com estes dispositivos é possível realizar testes em um transformador de distribuição e posteriormente extrapolar seus resultados para um transformador maior utilizado na transmissão de energia elétrica.

#### IV. REALIZAÇÃO PRÁTICA

Pela razão exposta acima, passou-se a trabalhar com um transformador de distribuição que se encontrava fora de serviço. A massa total do transformador é de 340 kg.

Na primeira etapa foi levantada experimentalmente a característica dinâmica do sistema a controlar. Para tal fim foram medidas funções respostas em frequência sobre a carcaça do transformador, em pontos definidos através de uma malha representativa do sistema. A partir destas FRFs foram construídos gráficos que representam a forma de vibrar para cada uma das frequências naturais da carcaça. A este gráfico denominou-se “mapeamento”. Nas Figuras 13 e 14 apresentam-se algumas FRFs mostrando as frequências naturais e a região de amplificação da carcaça do transformador (linha cheia).

O mapeamento nas Figuras 13 e 14 mostram os pontos de máxima amplificação para cada frequência natural, pontos que definirão a fixação dos “p” neutralizadores. É importante esclarecer que os neutralizadores para trabalhar de forma eficiente devem ser localizados em pontos de elevado nível de vibração. As distintas cores encontradas no mapeamento mostram os pontos de máxima amplificação e aqueles nos quais a estrutura praticamente não responde, nas distintas frequências naturais.

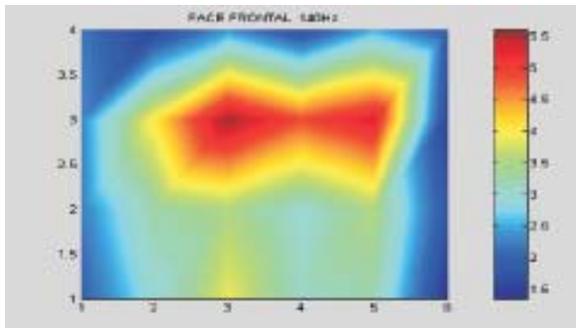


FIGURA 11: Mapeamento parte frontal – 120Hz.

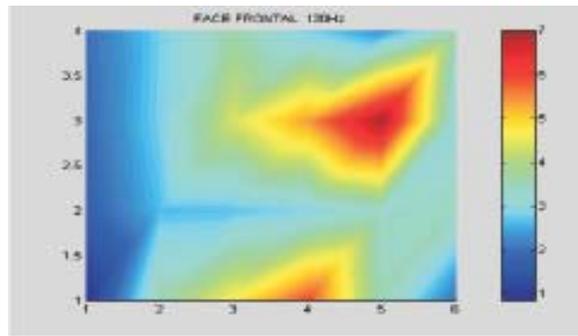


FIGURA 12: Mapeamento parte frontal – 140Hz.

#### V. RESULTADOS

Uma vez definidos os pontos de fixação dos neutralizadores, procede-se à montagem dos mesmos sobre a carcaça do transformador e às medições das respostas em frequência sobre o sistema composto (sistema a controlar e sistema de controle).

A comparação entre as FRFs medidas no sistema a controlar e aquelas medidas no sistema composto com neutralizadores permite mostrar a redução de vibração conseguida com estes dispositivos simples. Esta redução de vibração se traduzirá em uma redução de ruído equivalente em toda a faixa de frequência como é mostrado nas Figuras 13 e 14.

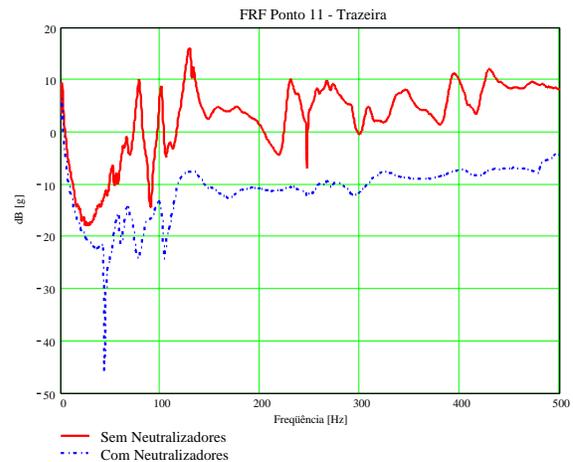


FIGURA 13: FRF em distintos pontos do transformador.

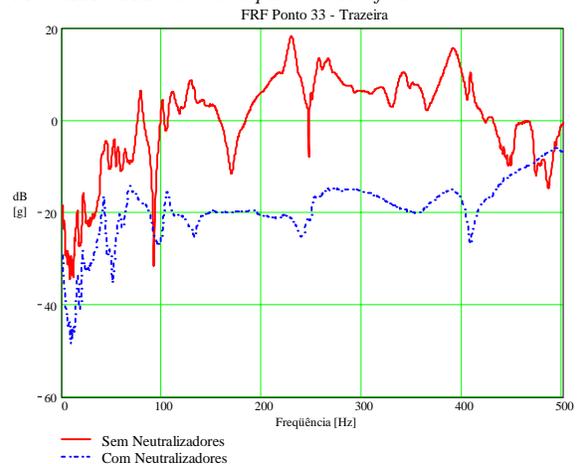


FIGURA 14: FRF em distintos pontos do transformador.



FIGURA 15: Transformador com neutralizadores instalados – parte traseira.

## VI. CONCLUSÕES

Devido à complexidade físico-geométrica em identificar os parâmetros modais do sistema a controlar, foi apresentada uma metodologia para identificação parcial, necessária para projetar e localizar o sistema de controle sobre a estrutura. Para tal fim foram apresentadas duas formas distintas de mapeamento conseguidas em condições de trabalho diferentes: uma com o transformador desligado e a outra com o sistema em condições de serviço. Este mapeamento permite localizar os pontos de fixação dos neutralizadores (pontos de máxima amplitude de vibração) e a sintonização dos mesmos (frequência característica de trabalho).

Foi projetado e construído um sistema de controle passivo utilizando neutralizadores dinâmicos viscoelásticos.

Sua eficácia foi testada sobre um transformador de tamanho reduzido (transformadores de distribuição) e seus resultados serão extrapolados para transformadores de transmissão.

Como pode observar-se nas Figuras 14 e 15, a redução de vibração conseguida com o sistema de controle pode ser superior a 20 dB, uma redução considerável para este tipo de problemas.

## VII. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem as contribuições do Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Santa Catarina cujo responsável é o Prof. José João de Espíndola, PhD; ao pesquisador Eduardo M. O. Lopes, PhD pelo levantamento das características dos materiais viscoelásticos; ao Sr. Osny L. Krüger pela mantas dos distintos materiais cedidas; a ESCO pelo transformador de distribuição cedido.

## VIII. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1] Medeiros, E.B., et al, 2001, Controle de Ruído em Subestações Elétricas: Análise e Projeto, XVI SNPTTE, Campinas, São Paulo, Brasil.
- [2] TOSHIBA, Power Transformers, External Publication.
- [3] Espíndola, J.J., Silva, H.P., 1992, “Modal Reduction of Vibrations by Dynamic Neutralizers: A General Approach”, Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference – IMAC, pp. 1367-1373.
- [4] Espíndola, J. J., Bavastrri, C. A., 1995, “Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizers: A Generalized Approach”, ASME, Boston, EUA, DE-Vol. 84-3, Volume 3, Part C.
- [5] Espíndola, J. J., Bavastrri, C. A., 1997, “Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizers: A Generalized Approach and Physical Realization”, ASME, DETC97/VIB-4187.
- [6] Bavastrri, C.A., Espíndola, J.J., and Teixeira, P.H., 1998, “A Hybrid Algorithm to Compute the Optimal Parameters of a System of Viscoelastic Vibration Neutralizers in a Frequency Band”, Proceeding of The Fourth International Conference on Motion and Vibration Control, MOVIC’98, Vol. 2, pp 577-582.
- [7] Bavastrri, C. A., Reducción de Vibraciones de Banda Larga en Estructuras Complejas por Neutralizadores Viscoelásticos, Tesis de Doutorado UFSC - Brasil, 1997.
- [8] Avitabile, P, “Experimental Modal Analysis – A simple non-mathematical presentation”. Sound and Vibration, EUA, pp 01-11, Jan./2001.
- [9] Pritz, T., 1996, “Analysis of four-parameter Fractional Derivative Model of Real Solid Materials”, Journal of Sound and Vibration, Vol 195, pp. 103-115.
- [10] Bagley, R.L., Torvik, P.J., 1979, “A Generalized Derivative Model for an Elastomer Damper”, The Shock and Vibration Bulletin, Vol. 49, pp. 135-143.
- [11] Bagley, R.L., Torvik, P.J., 1986, “On the Fractional Calculus Model of Viscoelastic Behaviour”, Journal of Rheology, Vol. 30 (1), pp. 133-155.
- [12] Den Hartog, J.P., 1956, “Mechanical Vibrations”, McGraw-Hill.
- [13] Espíndola, J. J., 1990, “Projeto de Isoladores Aeronáuticos”, Final Report to the Bank of Brazil Foundation, Laboratory of Vibrations and Acoustic, Federal of University of Santa Catarina.
- [14] Espíndola, J.J., Brandon, J.A. and Lopes, E.M.O., 1995, “New Advances in Modal Synthesis of Large Structures: non-linear damped, and non-deterministic cases”, Lyon, France.
- [15] Lopes, E.M.O., Brandon, J.A. and Espíndola, J.J., 1996, “On the use of SVD for Solving Inverse Problems in Sandwich Beams”, In: Friswell, M. I. And Mottershead, J. E. eds., Proceedings of the International Conference on Identification in Engineering Systems, Swansea: University of Wales Swansea, pp. 184-193.
- [16] Lopes, E. M.O., 1998, “On the Experimental Response Reanalysis of Structures with Elastomeric Materials”, Thesis, Cardiff, UK.
- [17] Lopes, E.M.O., 1989, “Um estudo da Precisão do Método da Viga Vibrante Aplicado à Determinação das Propriedades Dinâmicas de Elastômeros”, MSc, Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.