ANÁLISE DE AMORTECEDORES PARA LINHAS DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

13/75

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
Departamento de Materiais e Mecânica dos Sólidos

ANÁLISE DE AMORTECEDORES PARA LINHAS DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Antonio Celso Fonseca de Arruda

Trabalho apresentado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, pela Comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP.

- CAMPINAS -
1975

Este trabalho foi desenvolvido na Faculdade de Engenharia de Campinas e no Laboratório de Dinâmica do Centro de Tecnologia da UNICAMP.

Os dispositivos amortecedores foram fornecidos pela Burndy do Brasil e Construções Elétricas ELTEC, os ensaios de campo realizados e em realização foram executados pela Companhia Paulista de Força e Luz, grande parte das publicações técnicas a que tivéssemos acesso pertencem a biblioteca do Preformed Research and Engeering Center, as quais manifestamos nossos sinceros agradecimentos.

Agradecimentos

Ao *Prof. Dr. Hans Ingo Weber*, pela orientação recebida e pelo valioso estímulo que dispensou ao autor.

Aos Engenheiros *James Cameron Poffenberger Jr.* e *Sinésio Faria Monti*, pelo apoio e sugestões recebidos.

Aos Engenheiros do Laboratório de Dinâmica do Centro de Tecnologia da UNICAMP e particularmente ao técnico *Jaime Tadeu Zoppi* pela valiosa ajuda no decorrer das experiências.

Agradeço também à srta. *Yoshiko Hashimoto*, pelos trabalhos de datilografia, ao desenhista *Marco Antonio Padula*, ao fotógrafo *Noedi Arnaldo Zangarini* e a todos aqueles que direta ou indiretamente, colaboraram para a execução deste trabalho.

R E S U M O

Descreve-se o fenômeno da vibração eólica e suas implicações com relação as linhas de transmissão de energia elétrica. É feita uma apresentação dos dispositivos adotados para reduzir os efeitos danosos das vibrações eólicas, incluindo os "amortecedores" das linhas de transmissão, onde é destacada a tendência moderna de se otimizar o amortecedor Stockbridge.

É proposta uma metodologia para o ensaio do desempenho de tais amortecedores em campo e outra em laboratório.

É realizada uma revisão dos estudos teóricos, de campo e em laboratório, pertinentes ao assunto.

São apresentados resultados dos ensaios em laboratório, realizados de acordo com a metodologia proposta, para os amortecedores Stockbridge e Linear.

A B S T R A C T

It is described the Aeolian Vibration phenomena and it's implication regarding the overhead transmission lines.

The devices used to reduce the damage effects of the aeolian vibrations are shown, including the transmisson lines dampers, where it is pointed out the modern tendency to improve the Stockbridge damper.

It is proposed a methodology to the field and laboratory studies about these dampers.

It is done a review on the theorical, the field and the laboratory studies related with this subject.

It is presented the results of laboratory studies, made under the methodology proposed here, to the Stockbridge and Linear dampers.

I N D I C E

Análise de amortecedores para linhas de transmissão de energia elétrica.

			Página
CAP. I	-	INTRODUÇÃO	1
1.1	-	Descrição do fenômeno da vibração eólica	1
1.2	-	Ruptura dos condutores e intensidade das vibrações..	6
1.3	-	Tensão mecânica e dispositivos para fixação dos condutores	12
1.4	-	Amortecedores de vibração	16
1.5	-	Proposição do presente trabalho	27
CAP.II	-	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
2.1	-	Revisão dos estudos teóricos em vibrações de condutores	28
2.2	-	Revisão dos estudos em campo das vibrações de condutores (Apêndice I)	34
2.3	-	Revisão dos estudos em laboratório das vibrações em condutores	46
CAP.III	-	ANÁLISE DO AMORTECEDOR STOCKBRIDGE	53
3.1	-	Modelo matemático adotado	53
3.2	-	Ensaios experimentais	61
3.3	-	Identificação de parâmetros	70
3.4	-	Discussão dos resultados, conclusões e proposições futuras	82
3.5	-	Apêndice II e III	84
		BIBLIOGRAFIA	92

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Descrição do fenômeno da vibração eólica.

Os cabos das linhas de transmissão , mesmo que não sofram sobrecargas elétricas ou mecânicas, podem vir a romper-se, após alguns anos de serviço, por fadiga do material junto às fixações. Observa-se que isto ocorre quando tais linhas se acham expostas à ação de ventos constantes e de baixa velocidade, sendo o fenômeno conhecido como vibração eólica. O aparecimento das vibrações é explicado pela formação de uma esteira de vórtices a jusante do cabo,que advém da interação do escoamento do ar com um obstáculo cilindrico. A justificativa teórica deste fenômeno foi desenvolvida classicamente, em Mecânica dos Fluidos, por T. Von Karman.

O escoamento constante de ar sobre os cabos provoca a formação e o despreendimento de vórtices na região imediatamente posterior ao cabo, alternadamente acima e abaixo da linha média do mesmo (na direção do vento) (figuras de 1 a 7) {15} . Esta formação periódica de vórtices causa uma diferença de pressões, originando forças ascendentes e descendentes que deslocam o cabo. Juntamente com este movimento na vertical, que se verifica ser de amplitude inferior ao diâmetro do cabo, ocorre também uma pequena vibração torsional devido à diferença de velocidades entre os vórtices em formação e os em degeneração.

A frequência das forças alternadas atuantes no condutor é a mesma com que se formam os vórtices, estando relacionada com a velocidade do escoamento (V) e o diâmetro do cabo (D), através de um fator admensional , denominado - número de Strouhal(S_t) dado por :

$$S_t = \frac{f_s \, D}{V} \qquad (1.1\text{-}1)$$

f_s = frequência (ciclos por segundo)
V = velocidade do vento (metros por segundo)
D = diâmetro do condutor (metros)
S = nº de Strouhal, estabelecido experimentalmente, sendo tomado igual a 0,185 para vibração de condutores {46} .(O que corresponde um valor do número de Reynolds, acima da gama das velocidades do fluxo laminar, porém abaixo das velocidades que levam a turbulência geral {15}). (fig. 8)

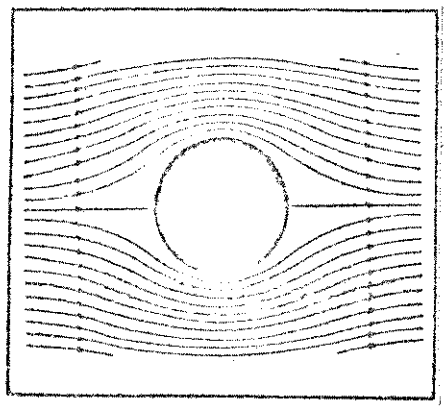


Fig.1

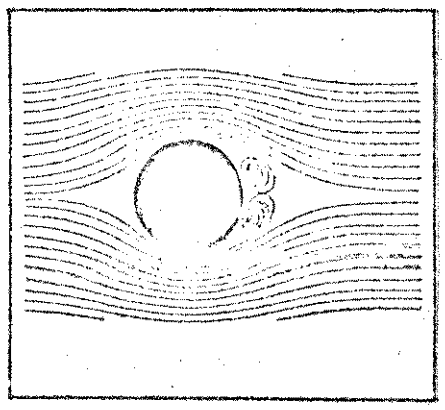


Fig.2

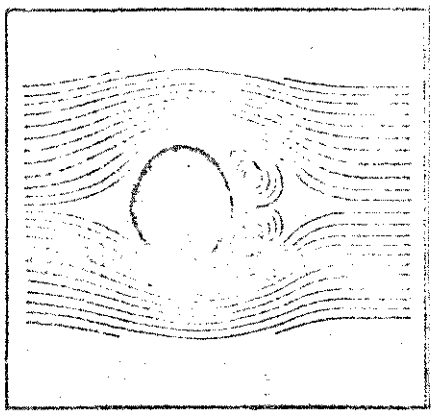


Fig.3

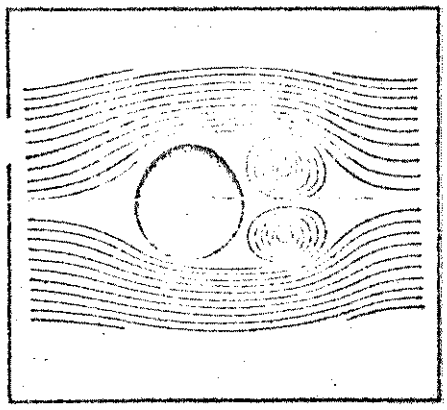


Fig.4

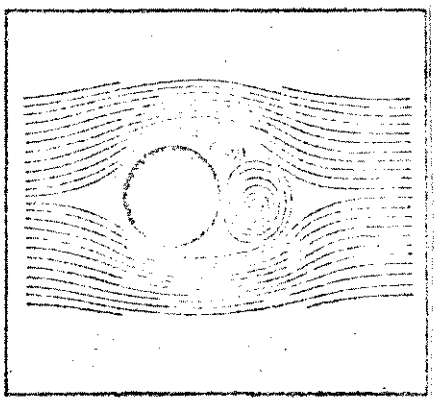


Fig.5

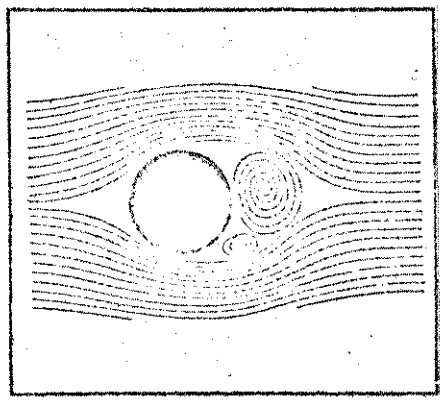


Fig.6

Formação de VÕRTICES KÃRMÃNIANOS com crescente velocidade do fluxo aerodinâmico.

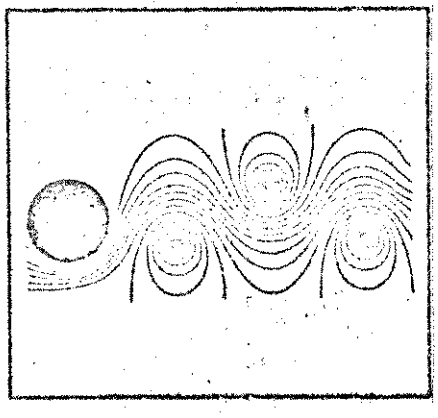


Fig.7

A figura 7 mostra a sequência dos vórtices visto por um observador acompanhando o fluxo na sua velocidade básica.

O mecanismo de formação de vórtices de um cilindro estacionário é um fenômeno auto-excitado, porque não há propriedades alternadas na corrente de aproximação, e os vórtices são formados na frequência natural de Strouhal.

A intensidade das forças Karmanianas (F_K) por área lateralmente projetada, pode ser expressa na forma usual da maioria das forças aerodinâmicas - (tal como sustentação e arrasto) e é aproximadamente igual à pressão de estagnação do escoamento.

Para um elemento de condutor temos :

$$dF_K = K_0 \frac{D\ V^2\ \gamma}{2g}\ dx \qquad (1.1\text{-}2)$$

dF_K = força para um elemento de condutor (kg)

γ = densidade do ar (kg/m^3)

g = aceleração da gravidade (m/seg^2)

O valor de K_0 (adimensional) não é conhecido com grande precisão , {14 } {32 }; entretanto um valor satisfatório para ele é 1,04 {15} {36} .

Usando os valores de

γ = 1,10 kg/m^3 ; 700 m acima do nível do mar (São Paulo), temperatura 20°C

g = 9,81 m/seg^2

D = 0,0224 m (ACSR - Condutor de Aluminio com Reforço de Aço 477-30/7)

V = 5 m/seg

f_s = 41 cps obtida através de (1.1-1)

e substituindo em 1.1-2 para 1 metro de comprimento de condutor teremos :

F_K = 0,0326 kg/m

Comparando esta força com o peso (w) do condutor por metro, de 1,111 kg/m obtemos :

$$\frac{F}{w} = \frac{0,0326}{1,111} = 3\%$$

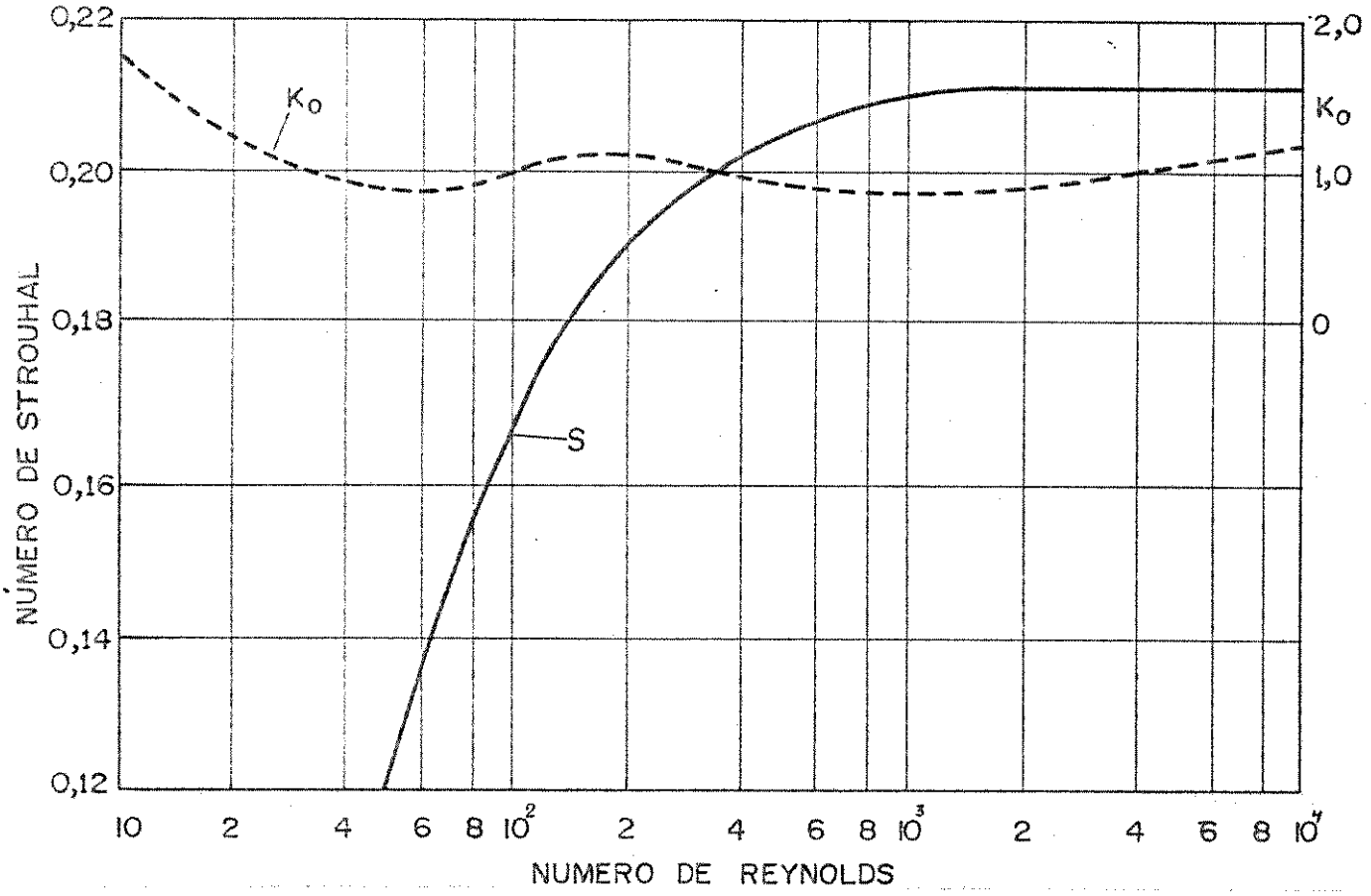


Fig. 8 - Número de Strouhal em função do número de Reynolds, curva obtida experimentalmente, para escoamento sobre cilindros circulares.

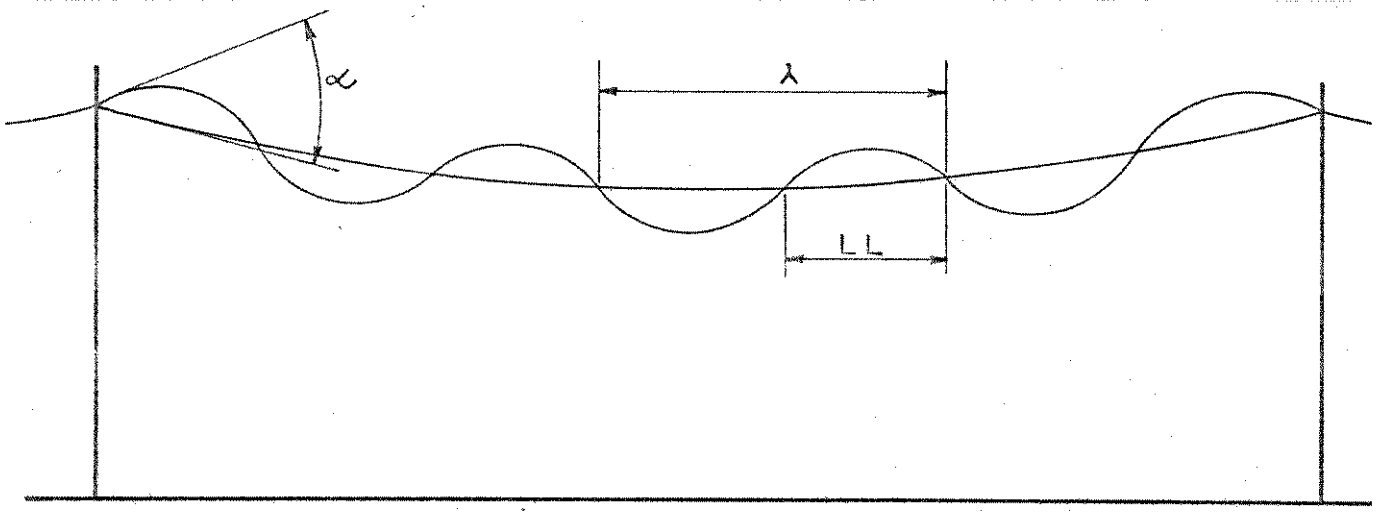


Fig. 9 - Representação exagerada da vibração de um cabo condutor

α = angulo de vibração

λ = comprimento de onda

LL = meio comprimento de onda

Isto torna óbvio como é pequena a força vertical imposta sobre o condutor pelo vento, com relação ao peso do condutor.

Forças desta magnitude não poderiam causar movimentos que levassem a prejudicar o condutor, a não ser sob condições que lhes permitissem acumular-se. Se F_K é uma força pulsante, tal condição existe quando a frequência de sua pulsação coincidir com uma das frequências próprias do condutor. O condutor poderá vibrar sensivelmente como consequência desta ressonância.

Uma importante razão para a sincronização da frequência de formação dos vórtices com a frequência do modo de vibrar do cabo é explicada da seguinte forma : os vórtices podem se formar ao longo de toda extensão do condutor. Então o condutor pode ser solicitado por forças ascendentes em um ponto e por forças descendentes em outro, de tal forma que as forças oriundas de vórtices em vários pontos ao longo da extensão total do cabo se cancelem. Isto entretanto - parece acontecer quando a amplitude de vibração é zero. O movimento de vibração, entretanto, tende a sincronizar entre si as fases de formação de vórtices, igualmente com o modo de vibrar do cabo, de modo a harmonizar a ação das forças atuantes. A influência desta sincronização torna-se maior com os aumentos de amplitude. Isto caracteriza a vibração como auto-excitada {22}.

Desprezando-se o amortecimento nas extremidades do vão e a rigidez própria do cabo, o comprimento da meia-onda (Laço Livre) será dado pela equação:

$$LL = \frac{1}{2f}\sqrt{\frac{S.g}{w}} \qquad \text{(fig. 9)} \qquad (1.1\text{-}3)$$

LL = Laço livre (meio comprimento de onda) (m)
f = frequência (cps)
S = tracionamento mecânico (kgf)
w = peso do condutor por unidade de comprimento ($kgf.m^{-1}$)
g = aceleração da gravidade ($m.S^{-2}$)

A equação (1.1-3) é uma aproximação obtida no equacionamento da vibração de um cabo condutor. Nesta aproxiamção, desprezando-se a rigidez própria do condutor, introduzimos um erro na frequência natural e no comprimento do laço livre de aproximadamente 1%, conforme demonstraremos no Capítulo II.

1.2 - Ruptura dos condutores e intensidade das vibrações.

Os danos resultantes das vibrações eólicas podem ser divididos em duas categorias, respectivamente fadiga e abrasão. Ambos os tipos de avarias - são progressivos e podem ocorrer ao mesmo tempo. A abrasão, entretanto, usualmente torna-se evidente muito mais rapidamente {35}.

As rupturas dos cabos condutores localizam-se nos pontos de fixação dos mesmos, exatamente onde uma secção vibra e a seguinte é forçada pela ferragem de fixação a ficar em posição rígida (fig. 10).

Nesta condição, ocorre a formação de um ponto fixo de flexão no condutor, localizado na boca do grampo de suspensão, onde fatalmente ocorrerá a fadiga do material (fig. 11).

O condutor ACSR (Condutor de Alumínio Reforçado com Alma de Aço), é formado por camadas de fios agindo sob flexão de um modo diferente de um cilindro sólido elástico. A camada exterior de fios, durante os movimentos de flexão, tende a aproximar-se do centro, pressionando a camada imediatamente inferior, e a abrasão resultante do atrito entre fios de camadas diferentes tende a formar entalhes nos mesmos.

Assim, a camada inferior embora não sendo teoricamente a mais carregada, sob os efeitos adicionais destas pressões e entalhes (fig. 12), se torna a zona onde frequentemente ocorrem os primeiros rompimentos.

Este pormenor elimina as possibilidades de evitar interrupções na operação das linhas de transmissão por meio de manutenção preventiva, já que os primeiros fios quebrados, estando cobertos pela camada externa de fios, não podem ser detectados. Uma inspeção visual revelará apenas as quebras que já atingiram a secção quase inteira do condutor.

A solução do problema reside então, em se controlar as vibrações ou seus efeitos, de uma maneira preventiva, controlando a intensidade das vibrações.

A intensidade das vibrações depende essencialmente da tensão do condutor e das condições locais de cada vão da linha.

Testes de vibrações executados com excitação artificial em instalações especiais e medições das vibrações naturais realizadas em vãos experimentais na U.R.S.S., mostraram que vibrações de magnitude perceptível aparecem - quando o tensionamento mecânico do condutor excede 4 a 5 kgf/mm^2 {18} .

Com pequenas tensões de esticamento, as dissipações de energia através do atrito interno entre os fios que formam o cabo, são tão altas que a vibração não pode ser considerada perigosa.

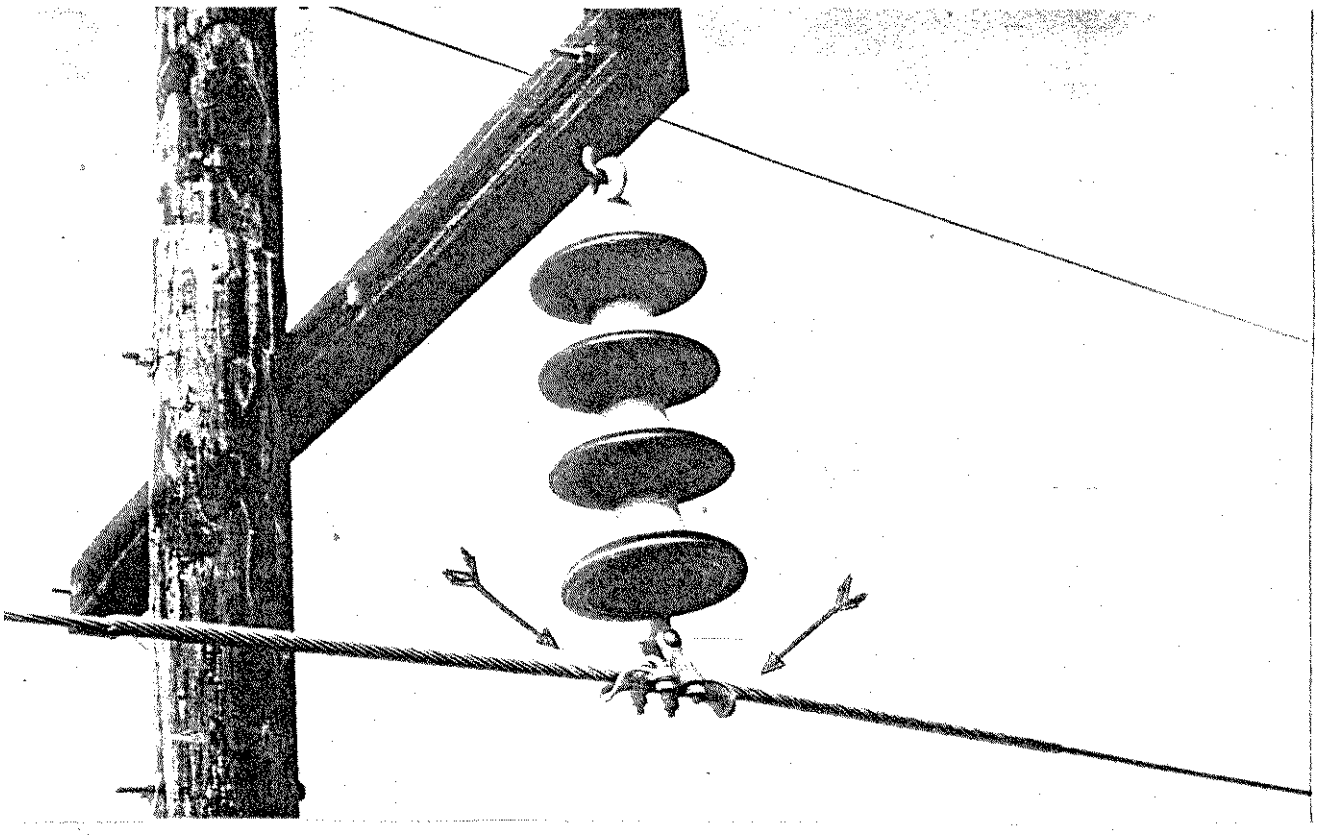


Fig. 10 - Região onde ocorre a ruptura dos cabos condutores

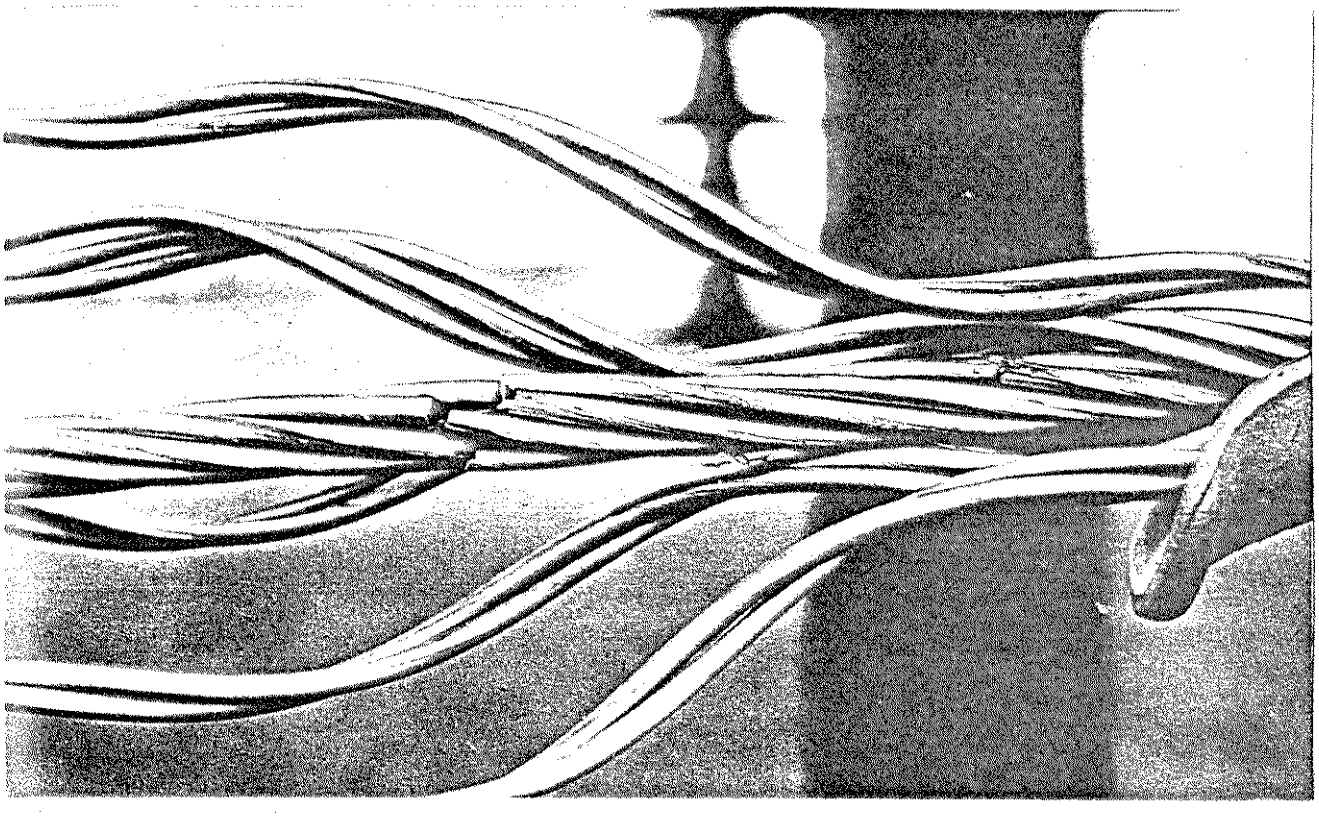


Fig. 11 - Vista de um condutor depois de removido o grampo de suspensão.
A alma de aço ainda está intacta

A vibração dos cabos ACSR aumenta também quando a temperatura desce, pelo aumento da tensão nos fios de alumínio em relação as fios de aço. Para as tensões e diâmetros de cabo usualmente adotados, encontramos as velocidades dos ventos que permitem o aparecimento do fenômeno das vibrações eólicas, dentro da faixa de 0,5 a 8 m/s , ou seja 1,8 a 28 km/h. {05}.

Porém em algumas poucas regiões dos Estados Unidos, onde são usados altos valores de tensionamento de cabos condutores e onde são comuns ventos estáveis de altas velocidades, tem sido notada vibrações em condutores, com velocidades de vento acima de 50 km/h {02} {46}.

Uma vez que já está comprovada a justificativa teórica que impõe ventos leves e estáveis como condição básica para o aparecimento de vibrações eólicas, um terreno plano e sem vegetação será o mais apropriado para que o vento ocasione vibrações. A mudança de direção dos ventos devido a irregularidades do solo ou presença de árvores, modificarão o fluxo laminar do vento e constituirão uma proteção natural contra as vibrações eólicas. Os cabos fixados nos pontos mais altos da estrutura, para um mesmo valor de flecha, terão maiores - possibilidades de vibrar uma vez que estas proteções naturais não conseguirão - alterar o fluxo laminar do vento nessa região.

Uma vez conhecendo a faixa das velocidades do vento, dentro da qual existe condição para as oscilações eólicas, e os diâmetros dos condutores normalmente usados nas linhas de transmissão podemos, por meio da equação (1.1-1) determinar a gama das frequências para estas oscilações. Considerando a linha de cabos ACSR de 16,28 mm até 39,24 mm de diâmetro e as velocidades de vento acima citadas, verificamos que as oscilações eólicas podem ocorrer entre 2 e 70 ciclos por segundo.

Através de medições realizadas em condutores em diferentes condições, tem sido possível caracterizar a tendência das vibrações em função das condições locais segundo a seguinte tabela : {18}

TABELA I

CONDIÇÕES LOCAIS	Máximo ângulo de vibração α (min)	Duração relativa da vibração τ%
Cruzamentos longos (800 a 1500 m)	35 - 50	35 - 50
Terreno aberto e plano (300 a 500 m)	25 - 35	20 - 35
Terreno aberto e plano (150 a 300 m)	25 - 30	20 - 25
Áreas de vegetação pouco densa ou baixas árvores, terreno muito descontínuo (150 a 300 m)	15 - 20	8 - 15
Áreas florestais onde os topos das árvores são mais altas que os pontos de suspensão do condutor	5 - 10	2 - 5

onde :

$$\tau = \frac{T_v}{T} \cdot 100$$

T_v = soma dos tempos de registros de vibrações com valores de $\alpha >$ 5'.

T = tempo total de registro das vibrações (mínimo 1 mês)

α = ângulo de vibração, representa o ângulo formado pela linha da catenária (estática) e a linha do primeiro laço livre, medido na boca do grampo de fixação, em minutos (fig. 9).

Edwards e Boyd , através de experiências de campo, determinaram o limite crítico da deformação dinâmica dos cabos ACSR, na boca do grampo de suspensão como sendo de 150 microdeformações {15} { 31}. J. Pullen {31} { 32} - num estudo teórico das vibrações dos cabos condutores, partindo do limite estabelecido por Edwards e Boyd, e relacionando as amplitudes e as frequências das oscilações com as deformações dos fios, estabeleceu a condição básica para uma linha ser adequadamente amortecida em função do produto da amplitude pela frequência. Este valor não deve ultrapassar 30,4 mm Hz. Sendo assim, são admissíveis oscilações até 15 mm de amplitude e 2 Hz de frequência, porém de apenas

1 mm de amplitude a 30 Hz. Construindo-se um gráfico tendo na abcissa as frequências e na ordenada as amplitudes, obtemos a hiperbole, representando a limitação A . f = 30,4 mm Hz. Este gráfico delimita duas zonas : a crítica, acima desta curva, e a das vibrações toleráveis, abaixo da mesma (fig. 13).

Sendo constante o valor máximo do produto A . f , torna-se constante inclusive o maior ângulo de vibração {15} , $\alpha = 0^{0}05'03''$ que está perfeitamente de acordo com o valor limite $\alpha = 05'$, adotado por Liberman em {18} .

A tendência para o emprego de condutores de diâmetros cada vez maiores e de vãos cada vez mais longos, implicando muitas vezes num aumento do tensionamento tem como consequência facilitar o aparecimento das vibrações eólicas. E embora as causas das vibrações dos condutores sejam bastante conhecidas, os cálculos que permitiriam trabalhar com altos valores da tensão, dentro de uma faixa de segurança razoável, demandam levantamentos minuciosos, complexos e precisos, das condições de cada vão. Devido a alta frequência e pequena amplitude da oscilação eólica, verificou-se ser economicamente viável, controlá-la por meio de dispositivos amortecedores.

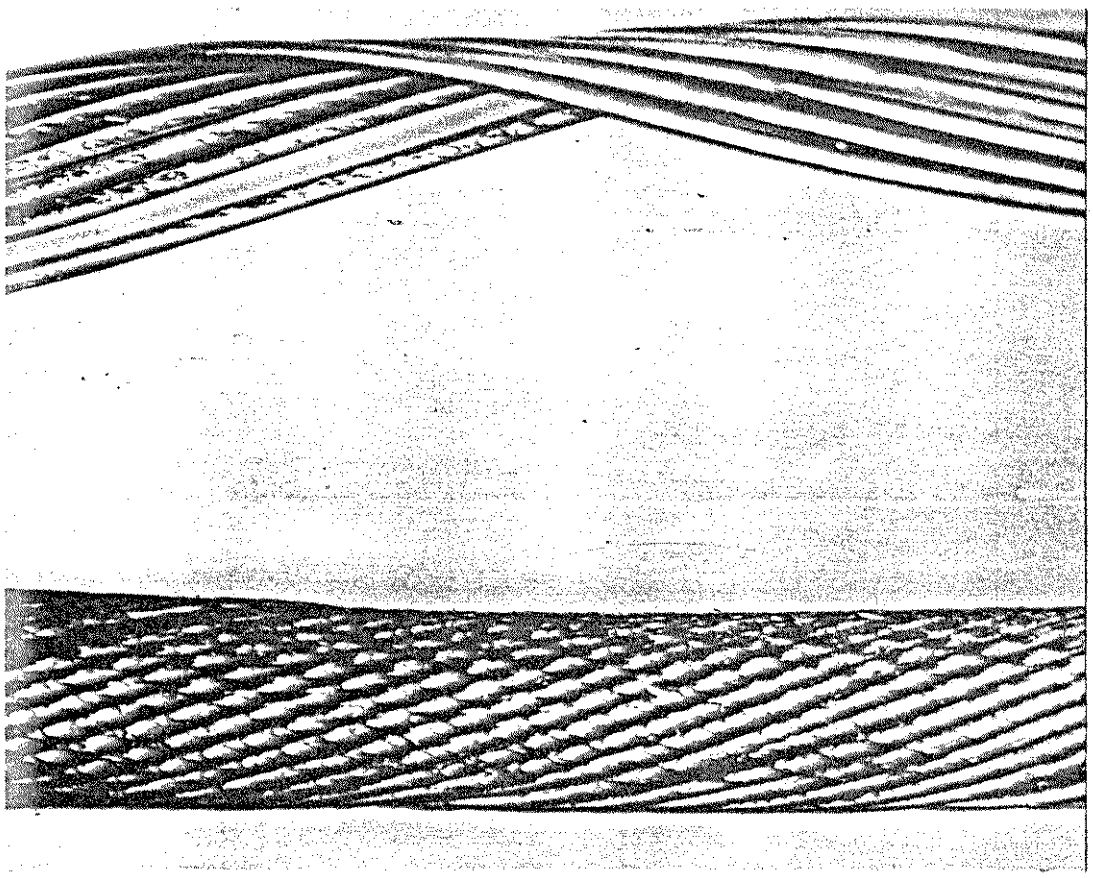


Fig. 12 - Entalhes na segunda camada de um condutor, causados por vibrações eólicas.

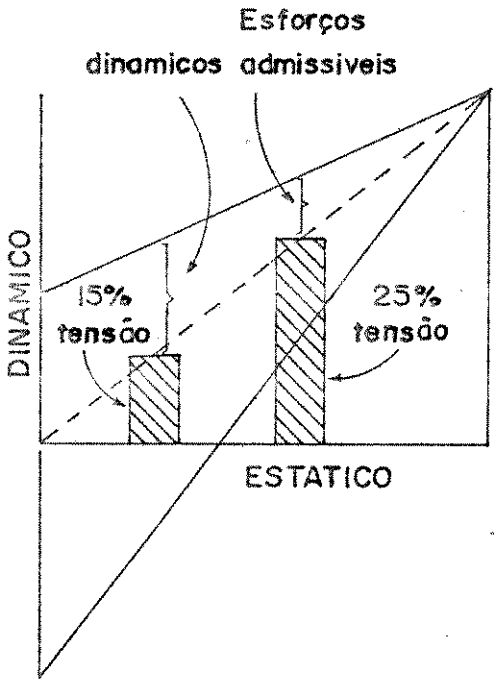


Fig. 14 - Diagrama de Goodman modificado

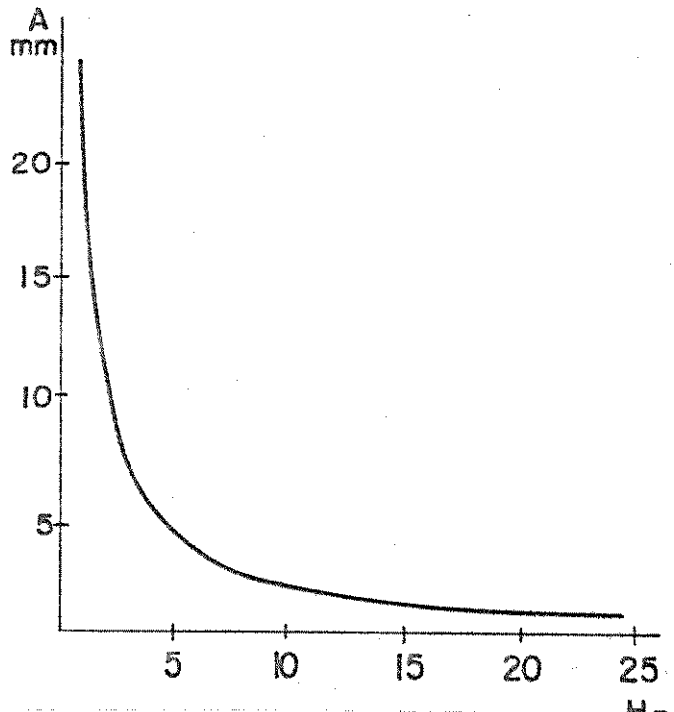


Fig. 13 - Hiperbole A.f = 30,4 mm.Hz

1. 3 - Tensão mecânica e dispositivos para fixação dos condutores.

A vida de um cabo condutor está inversamente relacionada com o nível de esforços estáticos e dinâmicos. Quanto maiores forem os esforços estáticos, menores serão os valores dinâmicos permitidos para evitar uma falha do material devido a fadiga {35} (fig. 14).

A tensão mecânica é considerada como sendo um dos meios eficientes para prevenir o aparecimento de vibrações nos cabos. De acordo com aa fórmula (1.1-2) temos que o aumento da tensão reduz o valor de auto-amortização dos cabos, por este motivo a tensão deve ser tão baixa quanto econômicamente viável.

As normas ABNT para Projetos de Linhas Aéreas de Transmissão e Sub-Transmissão de Energia Elétrica (P - NB - 182) estabelecem em seus itens :

13.2.1 - Na pior condição, a carga atuante num cabo deve ser, no máximo, igual a 40% de sua carga de rutura para cabos de alumínio, ACSR ou aço e 50% para cabos de cobre.

13.2.2 - Na condição de trabalho de maior duração a carga atuante no cabo deve ser, no máximo, 25% de sua carga de rutura.

Nota - Os limites citados nos itens 13.2.1 e 13.2.2 são baseados no uso de dispositivos especiais para evitar falhas por fadiga e o desgaste do cabo por atrito com os grampos. Se tais práticas não são seguidas, tensões menores devem ser empregadas.

Uma boa norma de projeto é evitar transições abruptas, utilizando - se de presilhas de suspensão e de ancoragem que possuam terminais de abertura - suave e progressiva. Estas presilhas devem apresentar baixo momento de inércia e uma articulação que acompanhe, o mais fielmente possível, os movimentos do cabo e reduza as solicitações nas secções próximas à fixação. O corpo das presilhas deve ser longo para que as tensões introduzidas nas extremidades dos dois vãos contiguos não se somem e para permitirem um afrouxamento progressivo do cabo nas suas extremidades (fig. 15).

As presilhas devem ser curvas, permitindo uma saída do cabo o mais tangencialmente possível, reduzindo assim a tensão estática de flexionamento no cabo naqueles pontos críticos visto que, os esforços de compressão devem ser os mais baixos possíveis.

Costuma-se capear o cabo com tiras de alumínio junto às presilhas de suspensão, com o objetivo de reduzir e distribuir os esforços estáticos e dinâmicos no cabo e, protegê-lo de queimaduras ocasionadas por descargas elétricas.

Este capeamento aumenta a rigidez do cabo, diminuindo dentro de certos limites a amplitude de vibração.

Uma sofisticação dessa técnica de capear o cabo deu origem ao emprego de armaduras chamadas em inglês de "armour rods" (fig. 16).

Atualmente os tipos em maior uso são as armaduras cônicas e as pré-formadas (figuras 17 e 18).

A diferença básica consiste no fato das primeiras serem constituidas de tiras retas que são instaladas em volta ao cabo, depois que o mesmo já tenha subido à estrutura, com o auxílio de uma ferramenta especial.

Sua função é a de aumentar a área e a rigidez do condutor na secção de fixação, reduzindo o movimento vibratório alternado do cabo no sentido vertical (junto as presilhas de suspensão). É imprescindível que sejam bem aplicadas, bem ajustadas, para terem efeito.

As pré-formadas não requerem a utilização de ferramenta alguma e possuem uma vantajosa ação amortecedora, devido ao atrito, além de não exigirem virolas de fixação nas extremidades.

Estima-se em 10 a 20% o efeito de redução de vibração pela colocação de armaduras desse tipo {03}.

Finalmente consideraremos um acessório para sustentação dos cabos que tem apresentado resultados altamente satisfatórios na proteção contra as vibrações eólicas em todo o mundo. Trata-se de um bloco de neopreno que é colocado envolvendo o condutor e sobre o qual se instala um jogo de armaduras pré-formadas (figura 19).

O neopreno, por suas características elásticas adere firmemente ao condutor sem comprimi-lo, eliminando esforços de compressão e reduzindo consideravelmente a transmissão das vibrações aos isoladores e a estrutura.

A rigidez do pré-formado e a elasticidade do núcleo de neopreno oferecem apoio em uma ampla área e aumentam o raio de curvatura o qual reduz a tendência estática de dobrar-se sobre o ponto de suporte e diminue de maneira significativa os esforços dinâmicos de vibração.

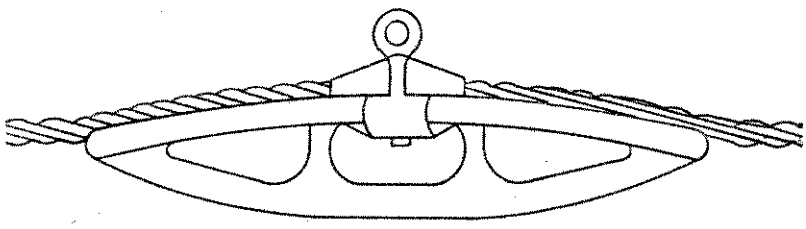


Fig. 15 - Grampo de suspensão tipo longo

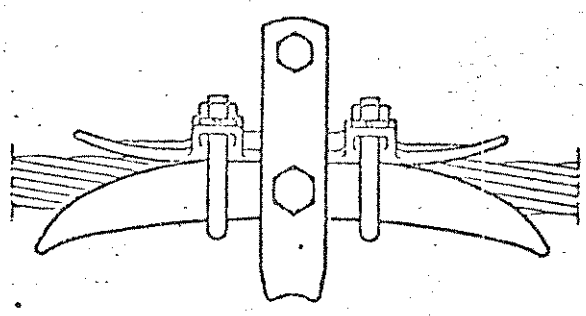


Fig. 16 - Grampo de suspensão tipo curto com armour rods

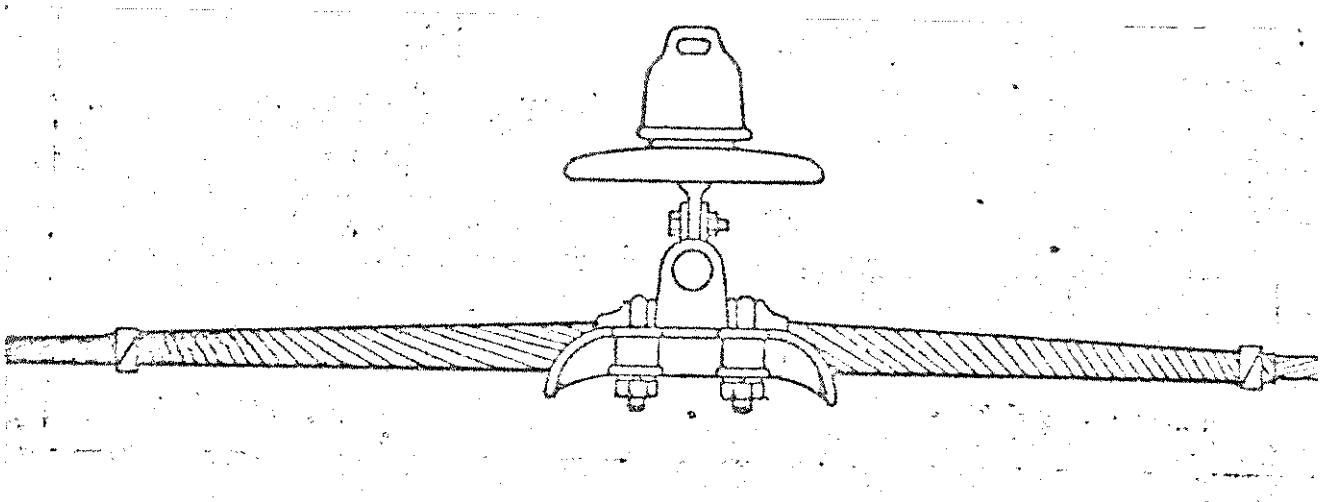


Fig. 17 - Armadura Cônica

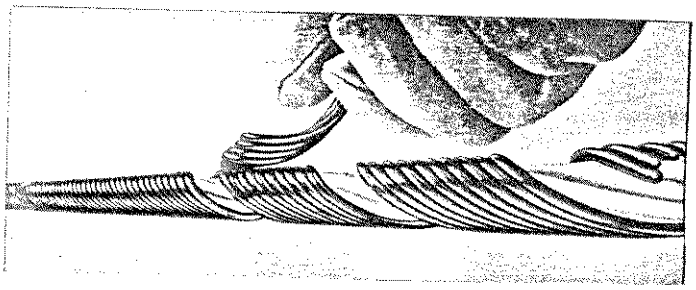


Fig. 18 - Armadura pré-formada

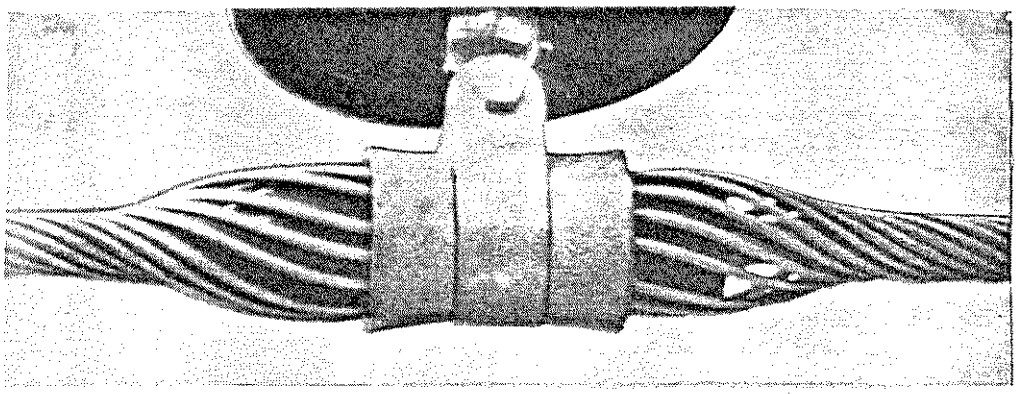


Fig. 19a - Preformado com núcleo de neopreno

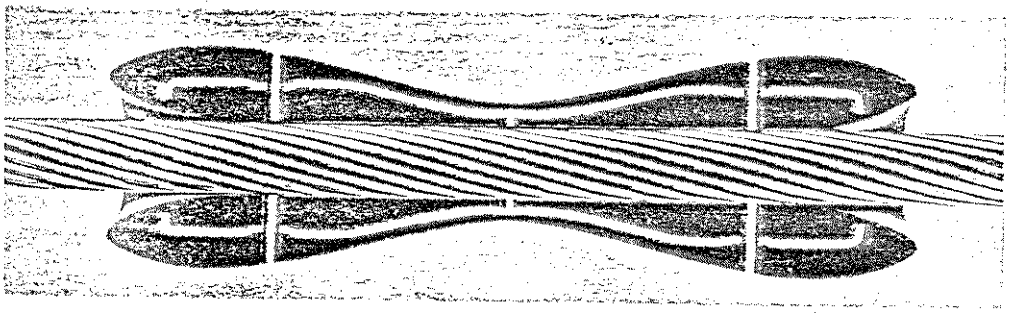


Fig. 19b - Reforço de aluminio moldado no neopreno

1.4 - Amortecedores de vibração

A limitação dos esforços estáticos e a adoção de dispositivos de fixação convenientes, muito tem contribuido para baixar os níveis de vibração . Porém, é no desenvolvimento de dispositivos amortecedores cada vez mais eficientes que os estudiosos do assunto tem concentrado maior atenção, no sentido de reduzir os efeitos danosos das vibrações eólicas.

Esta tendência de se estudar amortecedores mais eficientes é justificada pela possibilidade de tais dispositivos virem a ser adotados tanto em novos projetos como nas inúmeras linhas já construidas e que apresentam problemas de vibração.

Estes dispositivos são conectados diretamente ao cabo condutor , e seu posicionamento "ótimo" na linha é mais um problema a ser solucionado quando se desenvolve um novo tipo de amortecedor. Pois, amortecedores instalados em posições onde a sua presença não é necessária, além de ser um fator economicamente negativo implica numa sobrecarga mecânica nos cabos, o que vem a reduzir a vida útil dos mesmos.

Existe uma grande variedade de dispositivos amortecedores. Citaremos, neste trabalho, somente aqueles que tenham realmente se destacado por sua eficacidade ou tenham sido objeto de estudo de trabalhos de pesquisa. Até o momento não foi desenvolvido nenhum amortecedor perfeito mas, na maioria dos casos, uma seleção adequada dos mesmos proporcionará uma solução satisfatória. Sua função é suprimir as vibrações eólicas nas proximidades das fixações dos cabos.

A supressão das vibrações, reduz os níveis de esforços dinâmicos no condutor e reduz também a quantidade de energia transmitida para a estrutura ou vãos adjacentes.

É de particular importância a magnitude das forças transmitidas pelo amortecedor ao condutor, bem como seu engastamento ao mesmo. Pois,não atentando para estes detalhes, corre-se o risco das falhas por fadiga ocorrerem junto ao ponto de engastamento de tais dispositivos.

Amortecedor tipo ponte ou "bretelle".

Consiste de um cabo de material semelhante ao dos condutores, comprimento entre 3 e 5 metros, preso de cada lado do grampo de suspensão formando um laço (fig. 20 a 23).

O princípio de seu funcionamento é baseado nas propriedades de dissipar energia por fricção que possue um cabo não tensionado, além de modificar as características da vibração entre os pontos onde está engastado.

Este dispositivo é de instalação mais demorada que os demais, não podendo ser instalado com "linha viva" (linha energizada) e sua eficiência é discutível {05} .

Como única vantagem diz-se que é econômico, podendo ser construído com sobras de condutor mas, computando-se as dificuldades de instalação, certamente seu custo total supera o dos outros tipos.

Uma variante deste dispositivo é o conhecido festão, formado por vários laços de sobra do próprio condutor, conectados paralelamente ao mesmo (fig. 24).

O comitê de estudos Nº 6 da Cigre (Conférence Internationnale des Grands Réseaux Électriques a Haute Tension), depois de efetuar um estudo comparativo com diversos tipos de amortecedores concluiu: "os amortecedores Bretelle durante as provas realizadas foram claramente menos eficientes que os outros tipos".

Amortecedor de braço oscilante.

Foi um dos primeiros dispositivos adotados para reduzir as oscilações eólicas. Consta de um braço oscilante e um anel de impacto fixados ao cabo condutor (fig, 25). O impacto de uma extremidade do braço oscilante com o anel, dissipa energia, reduzindo as amplitudes de vibração.

Amortecedor de Impacto (Massa-mola)

Uma massa suportada por uma mola, desliza sobre uma barra com uma plataforma de impacto na extremidade inferior (fig. 26).

A barra vibra com o condutor e a massa oscila comprimindo e descomprimindo a mola alternadamente, porém para amplitudes suficientemente grandes, o impacto da massa contra a plataforma inferior provoca dissipação de energia.

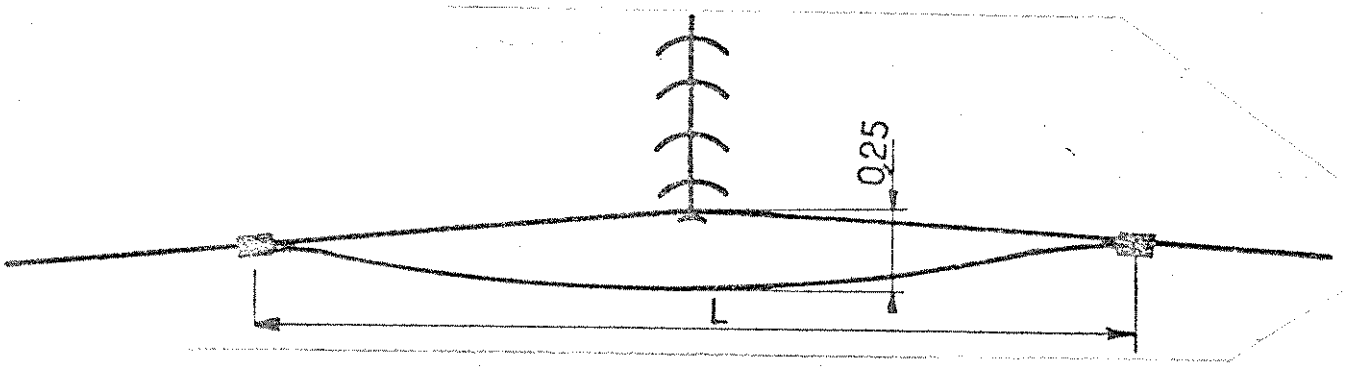


Fig. 20 - Amortecedor Bretelle tipo I

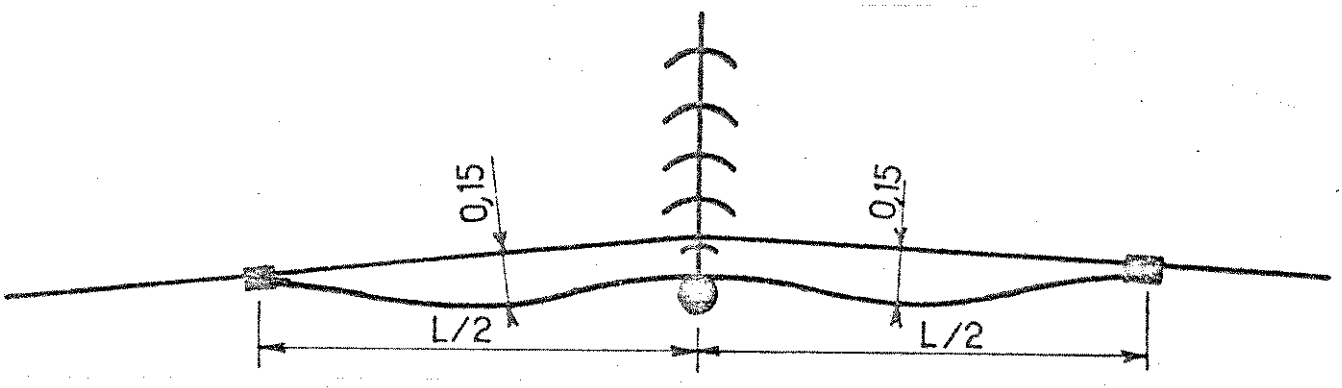


Fig. 21 - Amortecedor Bretelle tipo II

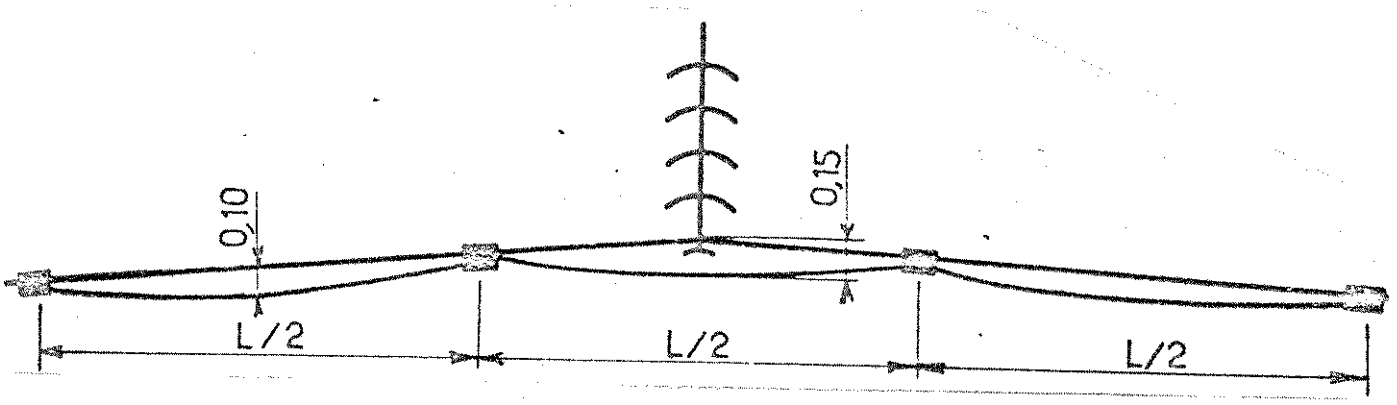


Fig. 22 - Amortecedor Bretelle tipo III

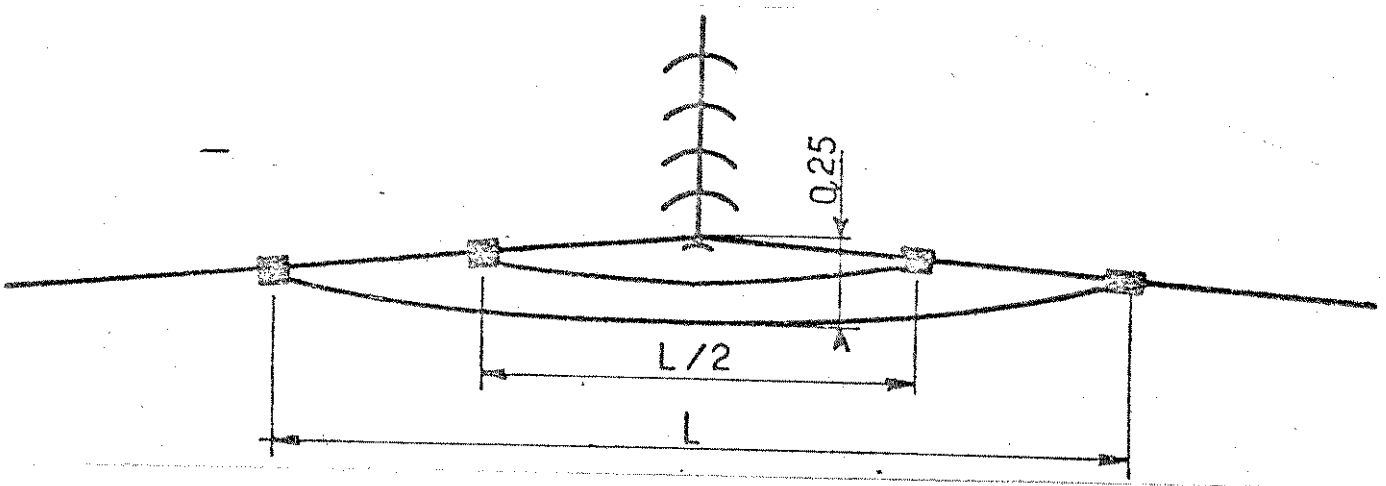


Fig. 23 - Amortecedor Bretelle tipo IV

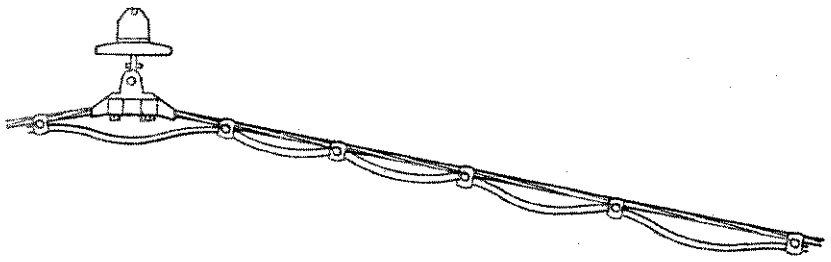


Fig. 24 - Amortecedor Festão

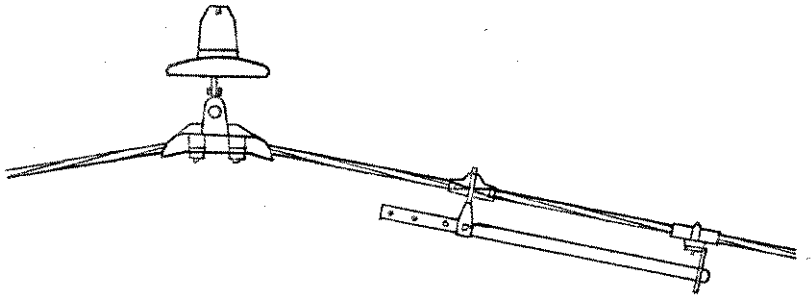


Fig. 25 - Amortecedor de braço oscilante

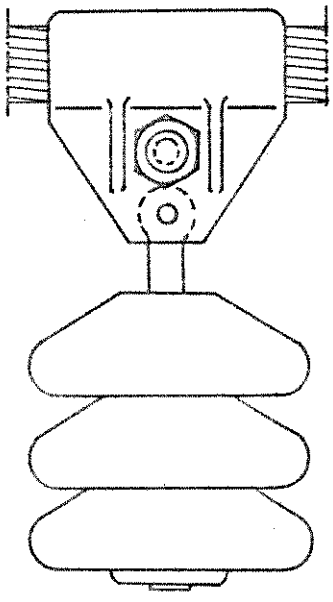


Fig. 27 - Amortecedor Helgra

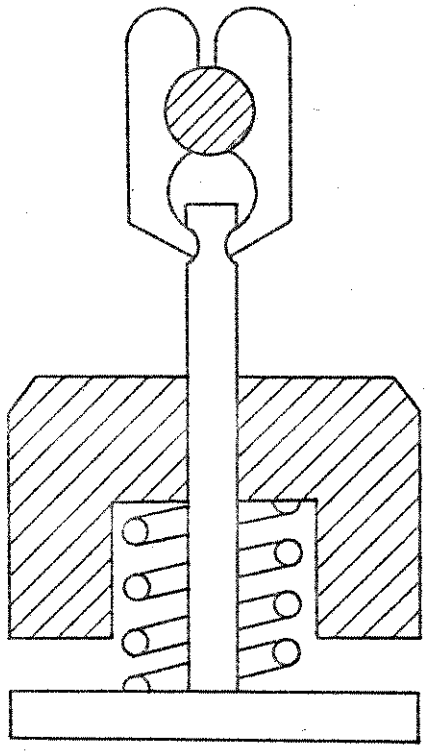


Fig. 26 - Amortecedor de Impacto (Massa - Mola)

Amortecedor Helgra.

O amortecedor exibido na fig. 27 foi desenvolvido pelos engenheiros da Swedish State Power Board e tem sido muito usado na Scandinavia. Consiste de discos de ferro e neoprene, com furos centrais, dispostos alternadamente sobre uma haste cilíndrica articulada. O impacto entre as massas provoca dissipação de energia.

O neoprene deve ser condutor para evitar descargas entre os discos, o que reduziria a sua duração.

Este tipo de amortecedor possui um desempenho satisfatório para amplitudes de onda na qual a aceleração de amortecedor excede a da gravidade {06}.

Amortecedor Bouche.

Fabricado pela Vibration Control Co., Pasadena, California, é essencialmente um sistema massa-mola. Consistindo de uma massa de concreto e duas molas helicoidais (fig. 28).

Presentemente, tal dispositivo encontra-se em testes de campo em diversas localidades nos E.E.U.U.

Amortecedor Torsional.

Um outro tipo de amortecedor, é o "haltere" ou amortecedor torsional, que tem sido muito usado no Canadá (fig. 29). Um haltere, fixado a uma alavanca inclinada, procura torcer o condutor e seu movimento é amortecido por discos de fricção. A vibração torsional do condutor possibilita ao dispositivo introduzir um amortecimento na direção da torção.

Conclusões basedas em ensaios experimentais realizados no Canadá, {43}, afirmam que o uso de dois amortecedores torsionais por vão, fornecem mais amortecimento que o necessário, possibilitando uma adequada proteção contra falhas por fadiga provindas de vibrações eólicas.

Amortecedor Linear.

Consiste de um elemento de inércia com uma unidade amortecedora central, acoplada ao condutor através de um elemento articulado (fig. 30). A uni-

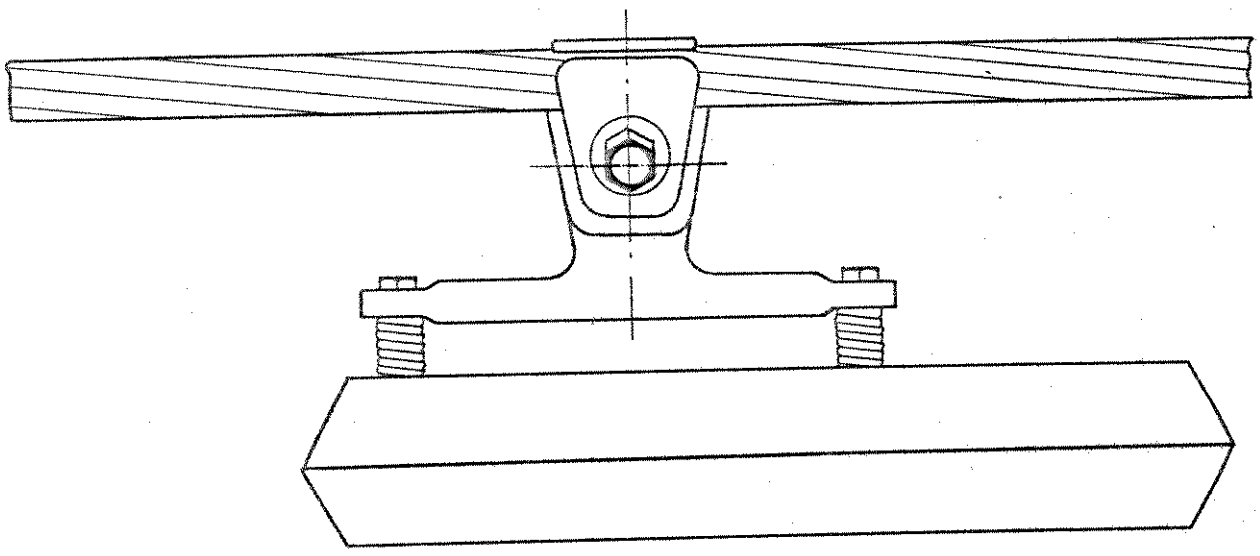


Fig. 28 - Amortecedor Bouche

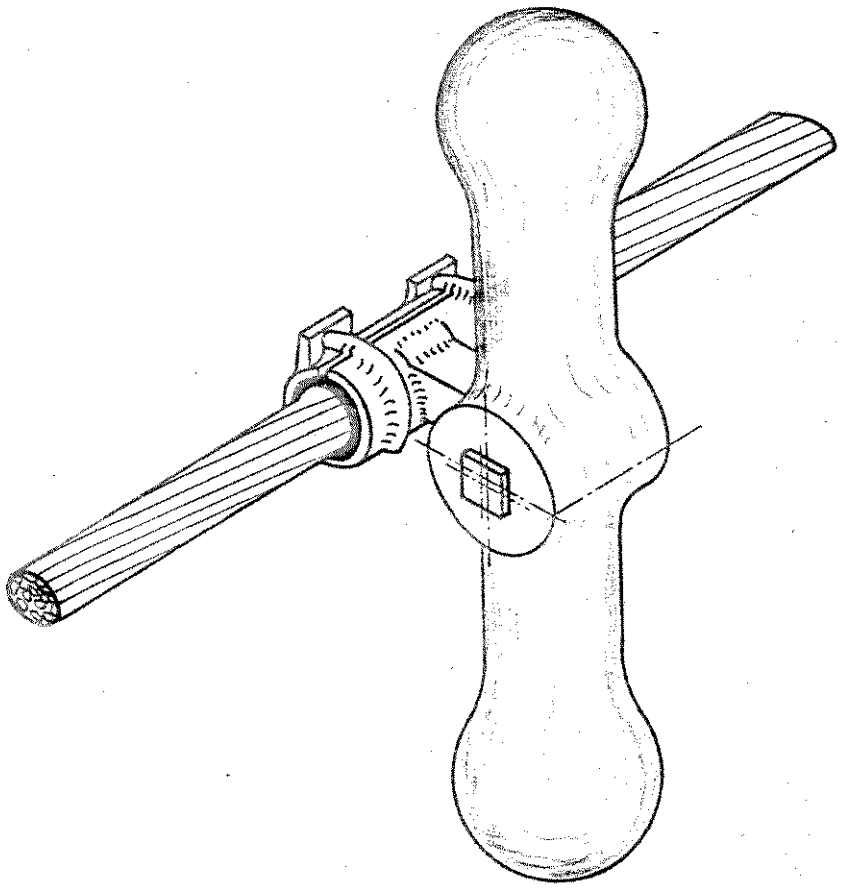


Fig. 29 - Amortecedor Torsional

dade amortecedora consiste de uma mola, trabalhando dentro de sua faixa linear e cilindro com pistão e fluido, proporcionando amortecimento viscoso.

Este amortecedor deixou de ser fabricado no Brasil, talvez por questões econômicas.

Amortecedor Stockbridge.

Desenvolvido em 1925, por George H. Stockbridge, é até o presente momento o amortecedor de maior aceitação mundial {48} {25}. Consiste de uma cordoalha de fios de aço com duas massas simétricas fixadas uma em cada extremidade, e conectado ao condutor por uma presilha central (fig. 31).

Dissipa energia através do amortecimento histeretico fornecido pelo material dos fios componentes da cordoalha e coulumbiano devido a fricção entre os fios, quando as massas oscilam.

Possui duas frequencias ressonantes, nas quais é muito efetivo. Porém a sua eficiência diminue muito rapidamente fora da região entre estas frequências. Isto implica na necessidade do conhecimento prévio das características de vibração do condutor, de modo a coordená-las com as do amortecedor. Da qualidade do material da cordoalha (cabo mensageiro) e do modo com que as massas são a ele conectadas, depende a vida útil do dispositivo. O tipo de presilha usado é outro detalhe importante, tendo vista para não se machucar o cabo condutor.

Amortecedor Dulmison ES-1.

As letras "ES" , abreviatura de "Elastomer Sandwich" designam um novo arranjo para o amortecedor Stockbridge, que consiste de um completo envolvimento do cabo mensageiro com uma camada de neopreno. As massas e o grampo são conectados ao cabo mensageiro sobre a camada de neopreno. O princípio envolvido é uma nova técnica de isolação e absorção de vibrações. Segundo informações do fabricante, recentes pesquisas realizadas pela Du Pont, mostraram que a amplitude de vibração de uma placa vibrante pode ser dividida por 30 pela adição de uma camada visco-elástica envolta por uma outra camada metálica de compressão . Foi também descoberto que a vida a fadiga pode ser aumentada em mais de cem vezes, substituindo a placa metálica por um cochim composto de igual peso, contento uma camada de material visco-elástico, numa forma de sandwich.

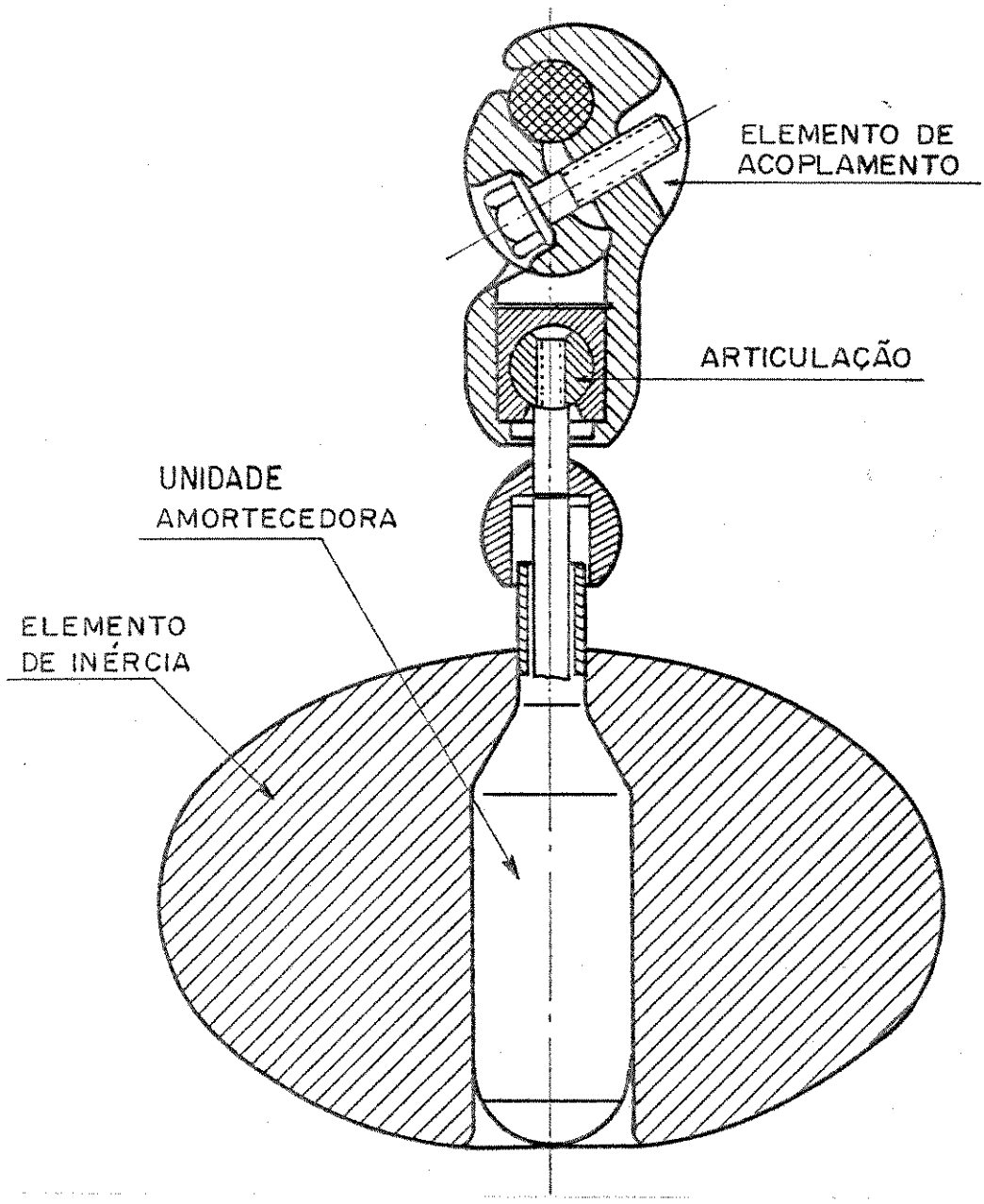


Fig. 30 - Amortecedor Linear

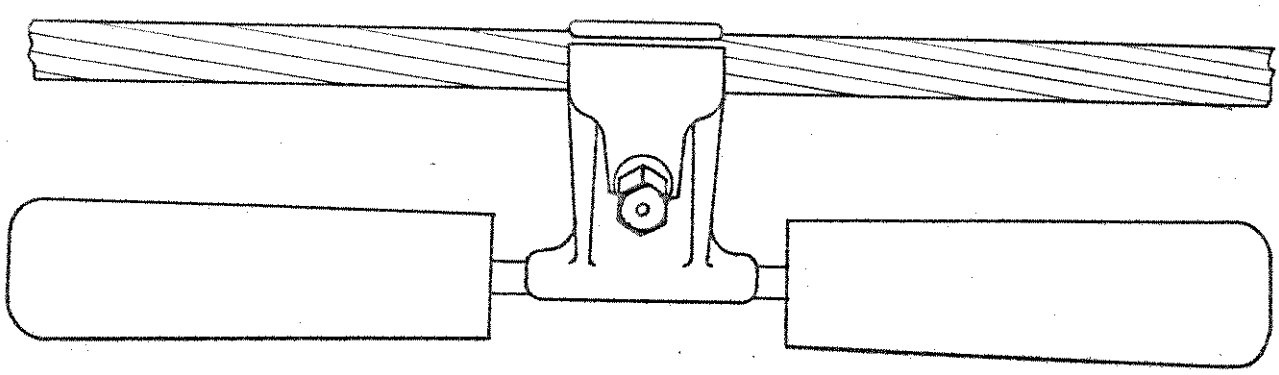


Fig. 31 - Amortecedor Stockbridge

No caso do ES-1, a estrutura vibrante é o condutor e a presilha de fixação, a camada visco-elástica é a cobertura de neopreno e a camada de compressão é a massa inercial (fig. 32).

Amortecedor Dulmison ES-2.

Nesta outra versão "ES" da Dulmison, um segundo "sandwich" de elastomero é introduzido entre o condutor e a armação preformada que substitui a convencional presilha. O dispositivo apresenta em seus dois "sandwiches" uma dissipação de energia atarvés de amortecimento viscoso em adição ao amortecimento coulombiano e histerético, característicos do amortecedor Stockbridge.

O uso de armaduras preformadas, sobre uma camada de neopreno, inibe o aparecimento de falhas por fadiga do material junto ao ponto de fixação do Stockbridge.(fig. 33).

Amortecedor Varispond Dulmison.

Possue as mesmas características do modelo "ES-2" , porém duas massas toroidais, ajustáveis sobre as massas principais, proporcionam a obtenção de mais quatro frequências de ressonância. A grande vantagem deste dispositivo é a possibilidade de se regular as frequências de ressonância, de acordo com as características da vibração da linha (fig. 34).

Amortecedor Salvi 4-R.

Foi desenvolvido na Itália, e possue diferentes comprimentos de cabo mensageiro e massas de geometrias diferentes em cada lado do grampo de suporte. Este arranjo fornece quatro frequências de ressonância (fig. 35).

Amortecedor "Vibless".

Desenvolvido no Japão pela Furukawa Electric Co. Ltd., Tokyo, é um Stockbridge modificado. As massas inerciais são tubos cilindricos curvados para baixo (fig. 36).

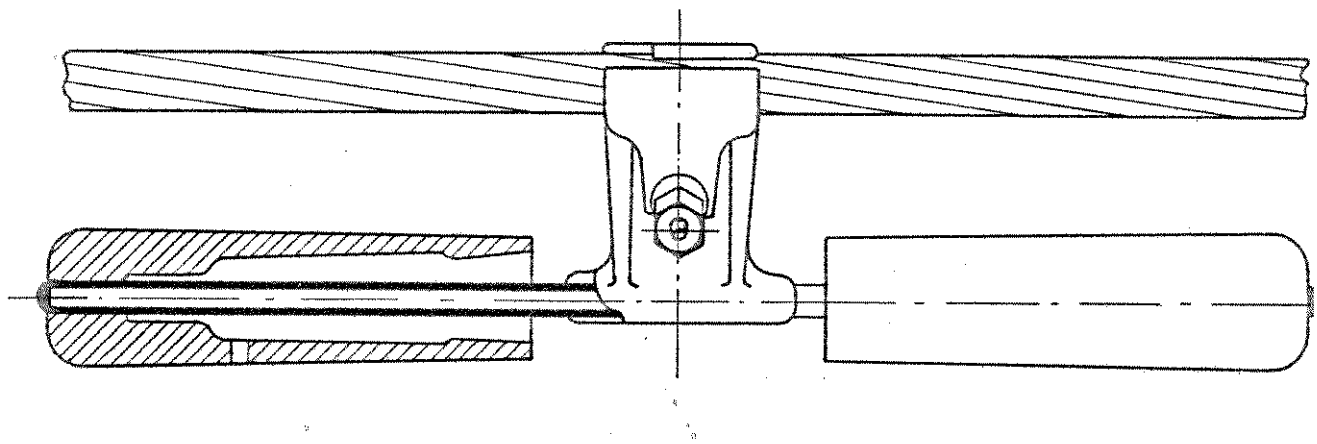


Fig. 32 - Amortecedor Dulmison ES-1

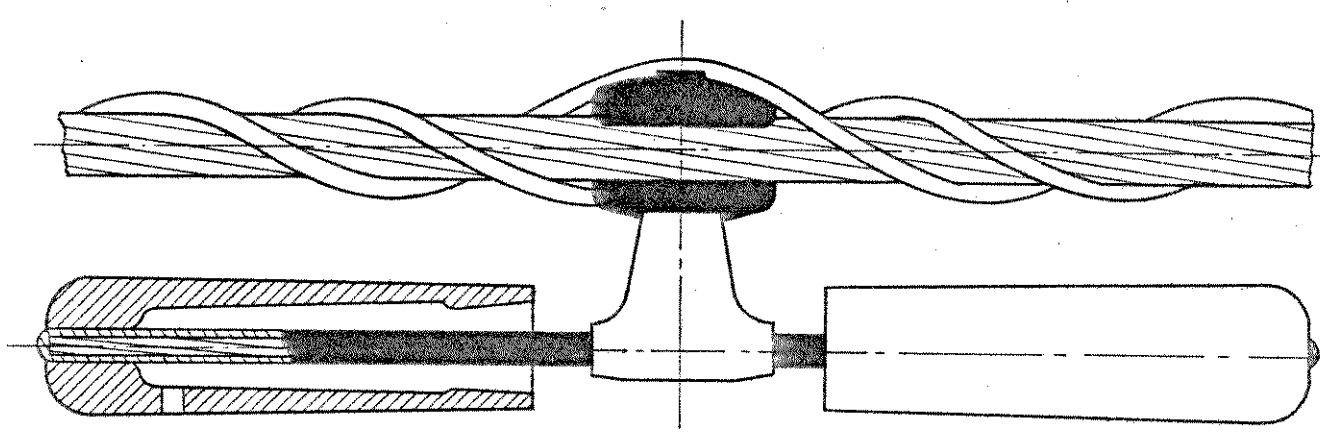


Fig. 33 - Amortecedor Dulmison ES-2

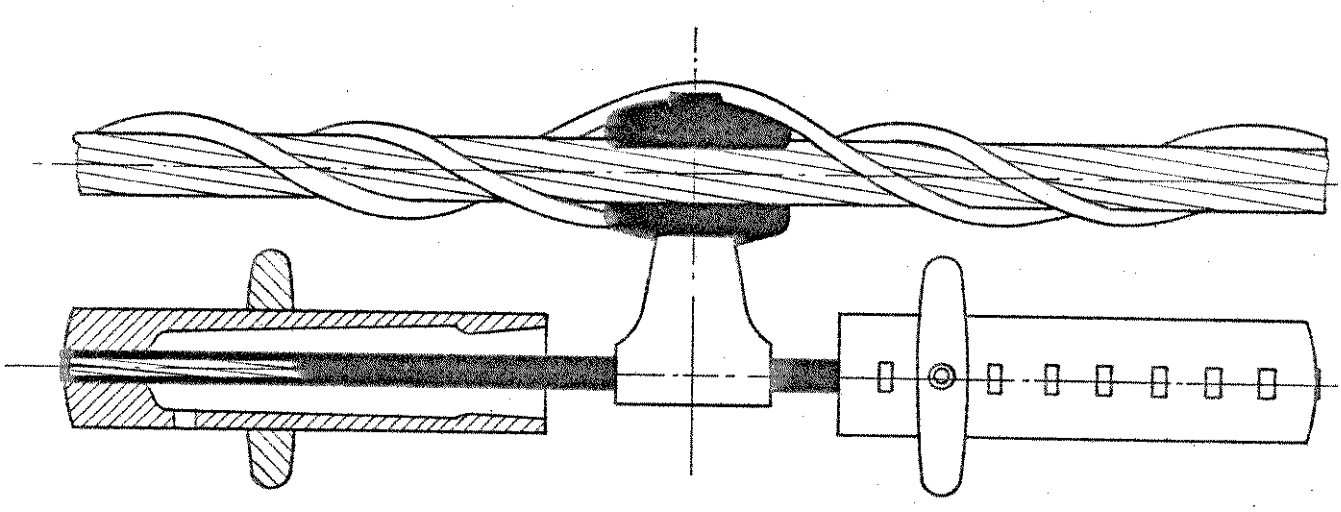


Fig. 34 - Amortecedor Varispond

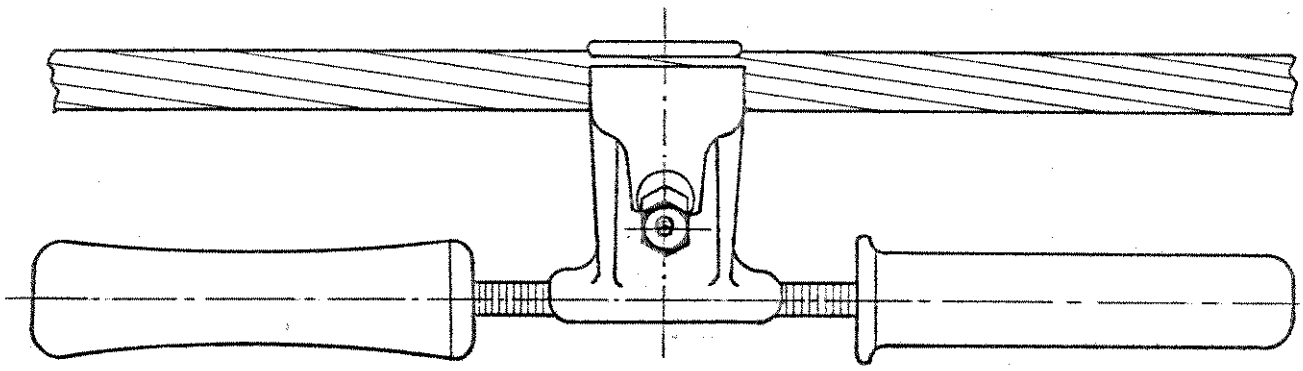


Fig. 35 - Amortecedor Salvi 4-R

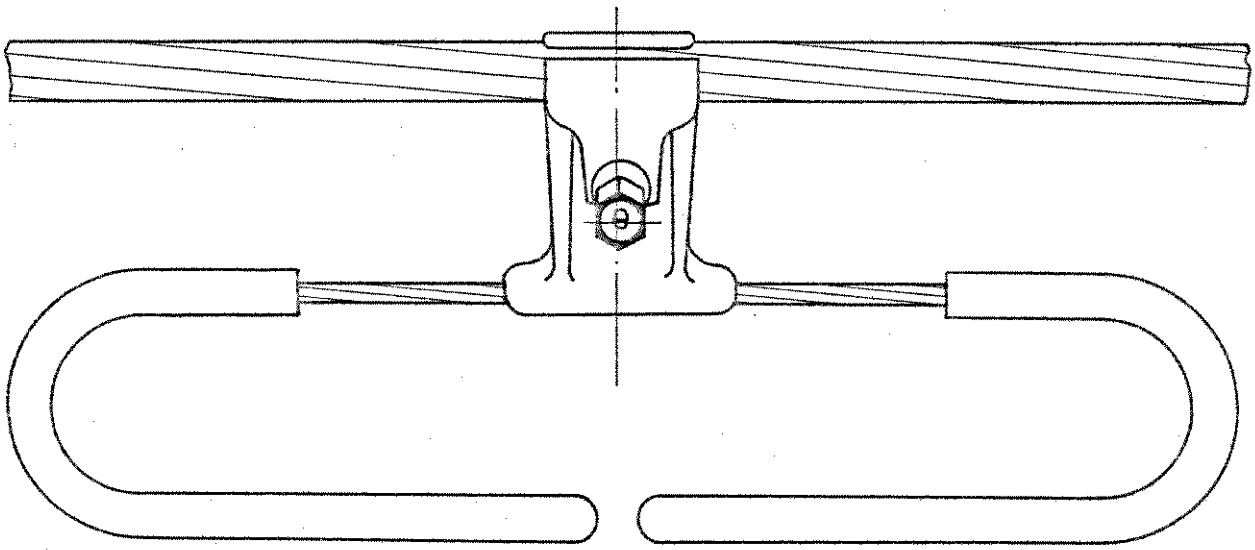


Fig. 36 - Amortecedor Vibless

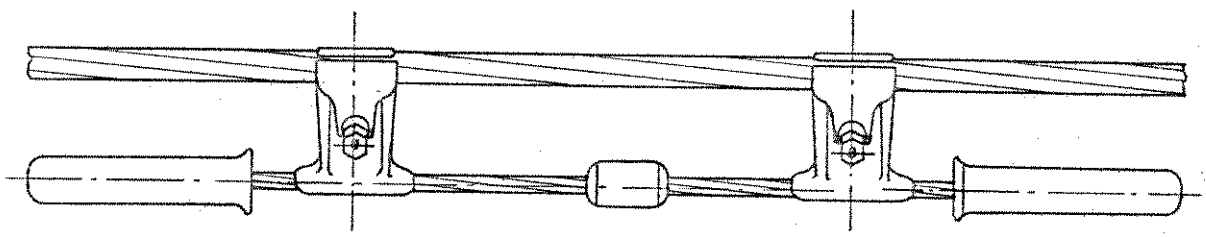


Fig. 37 - Amortecedor Haro

Amortecedor Haro.

Desenvolvido na Finlandia, este dispositivo é uma outra variante do Stockbridge, consistindo de 3 massas unidas por um cabo flexível e conectado ao condutor por duas presilhas. Possue cinco frequência de ressonância (fig. 37).

1.5 - Proposição do presente trabalho.

Sabendo que o único amortecedor encontrado comercialmente no Brasil é o Stockbridge e tendo em vista a já citada tendência em se desenvolver variações de tal dispositivo, julgou-se importante um estudo sobre o mesmo.

Tal estudo visa verificar as predições do modelo teórico do Stockbridge, através de ensaios experimentais, adotando metodologias de ensaio que possam ser aplicadas à grande maioria dos amortecedores já existentes, ou em desenvolvimento.

É proposta uma metodologia para ensaios de campo e outra para ensaios em laboratório.

É realizada uma revisão dos trabalhos pertinentes ao assunto e apresentamos resultados de ensaios realizados em laboratório e campo.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - Revisão dos estudos teóricos em vibrações de condutores.

Os estudos teóricos sobre vibrações eólicas e dispositivos amortecedores, de acordo com as publicações a que tivemos acesso, tem distinguido três modos distintos de tratar o assunto:

2.1.1. Estudo das características de vibração do cabo condutor
2.1.2. Estudo das características dos amortecedores
2.1.3. Estudo do conjunto condutor e amortecedor

2.1.1. Estudo das características de vibração do cabo condutor

A análise de "cordas" tensionadas tem sido feita por muitos autores, mas geralmente o sistema é apresentado de uma maneira simplificada e a rigidez à flexão, bem como o amortecimento próprio do condutor são ignorados. Em {39}, Tapani Seppa analisa a vibração transversal de um condutor, considerando-o como uma barra submetida a ação de uma fôrça axial, apresentando a seguinte equação diferencial

$$EI\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + EI\zeta\frac{\partial^5 y}{\partial t\partial x^4} + r_a\frac{\partial y}{\partial t} - \rho I\frac{\partial^4 y}{\partial t^2\partial x^2} - S\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F(x,t) \quad (2.1\text{-}1)$$

onde
- E = módulo de elasticidade
- I = momento de inércia da secção
- y = coordenada deslocamento, vertical, perpendicular ao condutor
- x = coordenada distância, horizontal, ao longo do condutor
- ζ = coeficiente de amortecimento histerético
- r_a = coeficiente de amortecimento viscoso, função do formato do cabo e do fluido no qual está imerso
- t = tempo
- ρ = densidade
- S = tração axial
- m = massa por unidade de comprimento do condutor
- F = fôrça

Porém ao efetuar um estudo sobre a magnitude das forças que atuam sobre o condutor, verificou que os termos indispensáveis são: o 1º, 5º e 6º, re-

duzindo o equacionamento para :

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - S \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F(x,t) \qquad (2.1\text{-}2)$$

Em {07}, R. Claren e G. Diana, a partir deste equacionamento, consideram a equação do movimento de vibração livre de condutor sendo dada por:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - S \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \qquad (2.1\text{-}3)$$

onde os parâmetros EI, S e m são constantes e $y(x,t)$ é a flexação da barra. Como a barra é considerada bi-apoiada, teremos nas suas extremidades as seguintes condições de contorno:

$$y(o,t) = 0 \; ; \; y''(o,t) = 0 \quad e \quad y(\ell,t) = 0 \; ; \; y''(\ell,t) = 0$$

Assume-se a separação de variáveis

$$y(x,t) = \phi(x) \; \Psi(t) \qquad (2.1\text{-}4)$$

e a equação (2.1-3) pode então ser escrita

$$\frac{1}{m \phi(x)} \left| EI \frac{d^4\phi(x)}{dx^4} - S \frac{d^2\phi(x)}{dx^2} \right| = - \frac{1}{\Psi(t)} \frac{d^2\Psi(t)}{dt^2} = \omega^2 \qquad (2.1\text{-}5)$$

onde

$$\frac{d^2 \Psi(t)}{dt^2} + \omega^2 \Psi(t) = 0 \qquad (2.1\text{-}6)$$

e

$$EI \frac{d^4 \phi(x)}{dx^4} - S \frac{d^2 \phi(x)}{dx^2} - \omega^2 m \phi(x) = 0 \qquad (2.1\text{-}7)$$

A solução de (2.1-6) é dada por :

$$\Psi(t) = \Psi_o \operatorname{sen} (\omega t + \beta) \qquad (2.1\text{-}8)$$

Resolvendo a equação (2.1-7), considerando as já citadas condições de contorno de uma viga bi-apoiada, isto é

$$\phi(x) = 0 \quad e \quad \phi''(x) = 0 \quad , \text{para} \quad x = 0 \quad e \quad x = \ell$$

obtem-se para a solução

$$\omega_r^2 = \left(\frac{r\pi}{\ell} \right)^2 \frac{S}{m} \left[1 + \left(\frac{r\pi}{\ell} \right)^2 \frac{EI}{S} \right] \qquad (2.1\text{-}9)$$

onde ω_r são as frequências naturais do sistema, correspondentes aos modos principais de vibrar do cabo condutor.

Os materiais, formatos e dimensões dos cabos, bem como os valores de tracionamento mecânico usualmente adotados, possibilitam desprezar-se a rigidez própria do condutor (EI), na equação (2.1-9), introduzindo um erro de apenas 1% (aproximadamente) nos valores das frequências naturais.

Então teremos a equação das frequências de um fio tensionado dado por :

$$\omega_r = \frac{r\,\pi}{\ell}\sqrt{\frac{S}{m}} \qquad (2.1\text{-}10)$$

O cálculo dos laços livres (meio comprimento de onda), para ondas estacionárias, pode ser obtido dos modos próprios correspondentes a (2.1-10) sendo fornecido pela seguinte equação :

$$LL = \frac{1}{2\pi f}\sqrt{\frac{S}{m}} = \frac{1}{2\pi f}\sqrt{\frac{S\,g}{w}} \qquad (2.1\text{-}11)$$

Daí a se justificar a presença da equação (2.1-11) na maioria dos trabalhos sobre vibrações em cabos condutores tais como '{02}, '{05}, '{06}, '{12}, '{15}, '{22}, '{30}, {35}, '{42} ... etc.

Como já foi explanado no cap. I, a importância de se conhecer as frequências de ressonância do condutor está ligada ao fato do condutor vibrar acentuadamente, quando estas coincidem com a frequência de formação dos vórtices.

Ainda entre os trabalhos teóricos, é notada a tendência em se tratar com especial atenção as solicitações nos pontos de engastamento dos condutores, onde a rigidez do condutor (EI) certamente não poderá ser desprezada.

2.1.2. Estudo das características dos amortecedores

Os processos físicos que transformam energia cinética em outros tipos de energia, bem como a amarzenamento e a dissipação dessa energia são características que distinguem os diferentes projetos de amortecedores.

O estudo de modelos matemáticos relacionados aos modelos físicos dos amortecedores, tem como principal objetivo elucidar a filosofia de projeto dos citados dispositivos. Logicamente, quanto mais representativo for o modelo - matemático, mais fácil será otimizar o dispositivo de um modo analítico.

Como exemplos de trabalhos nesta área de estudo, ressaltamos as referências {07} {15} {32} {48}

Em {15} e {32} para descrever o funcionamento do amortecedor linear, os autores apresentam um processo físico que transforma energia cinética em energia térmica numa medida proporcional à frequência do movimento, baseando-se na hidro-dinâmica dos fluidos viscosos. Como modelo físico do amortecedor linear foi tomado o sistema massa, mola e amortecedor, com um grau de liberdade. A mola teve seu comportamento analisado dentro de sua faixa linear e o amortecimento predominantemente viscoso.

Em 1956, Tompkins, Merrill e Jones {46}, idealizaram o modelo físico da fig. (39a) como sendo representativo do amortecedor Stockbridge. No esquema da fig. (39a) os diversos parâmetros podem ser "ajustados" para representar qualquer amortecedor Stockbridge, montado em um condutor.

Assumindo-se que o amortecedor Stockbridge proporciona amortecimento viscoso, este amortecedor pode ser representado pela analogia elétrica da fig. (39b).

Na analogia elétrica proposta, L, corresponde as massas não "suspensas" do dispositivo, M_1 incluindo a massa de grampo de uma porção da massa de mola; L_2, corresponde a massa suspensa de amortecedor, M_2, a qual também inclui uma porção de massa da mola; C corresponde ao inverso da constante de mola, K; R corresponde à constante de amortecimento; E_e corresponde à força requerida para vibrar o grampo do amortecedor e a força do amortecedor ao condutor, e I_e corresponde à velocidade do grampo e do condutor no ponto de engastamento.

Algumas características dinâmicas dos amortecedores Stockbridge, foram medidas através de testes em laboratório semelhantes aos apresentados em {07} e {48} e comparados com os resultados obtidos através da simulação analógica no circuito.elétrico.

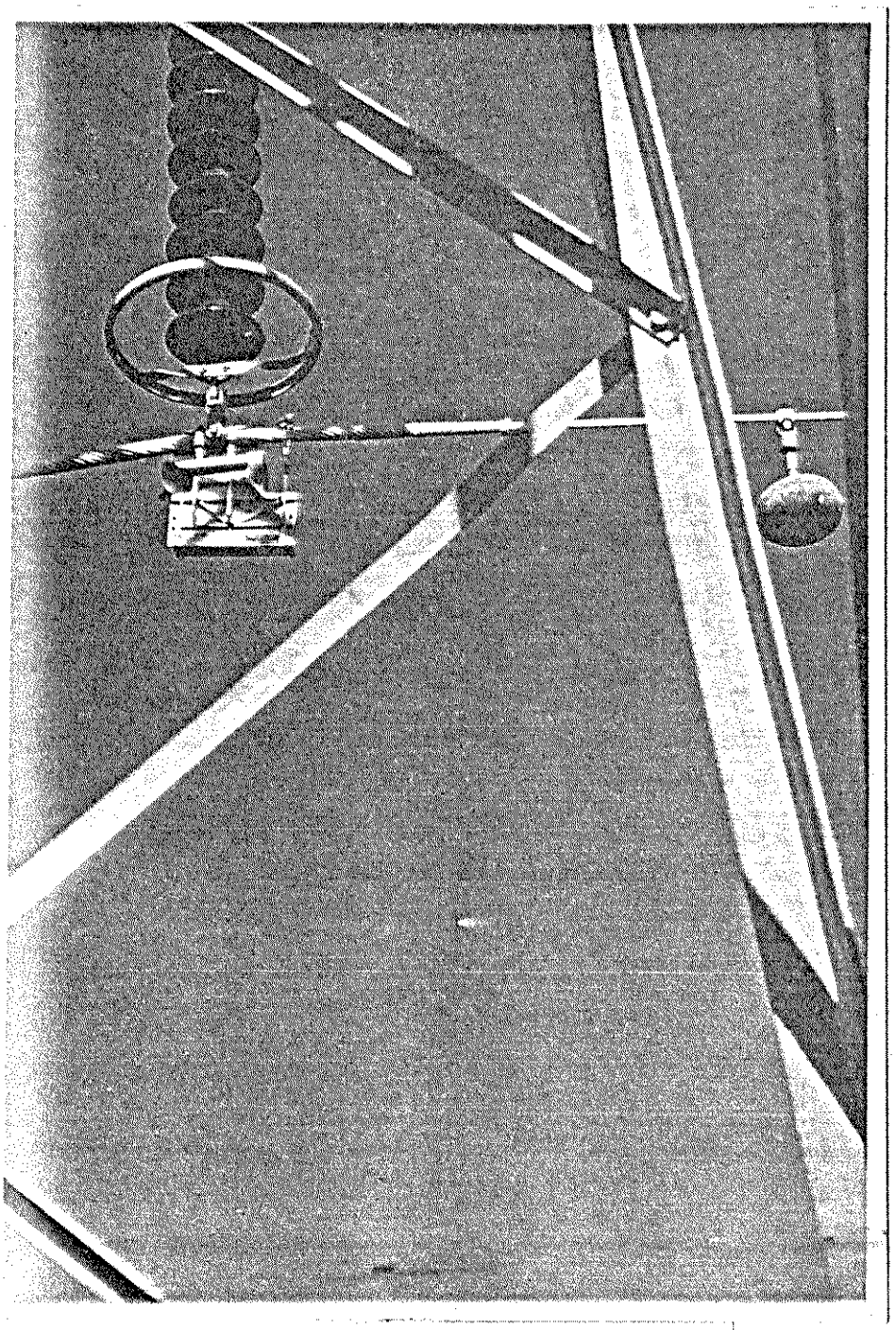


Fig. 38a - Registrador Ontario Hydro

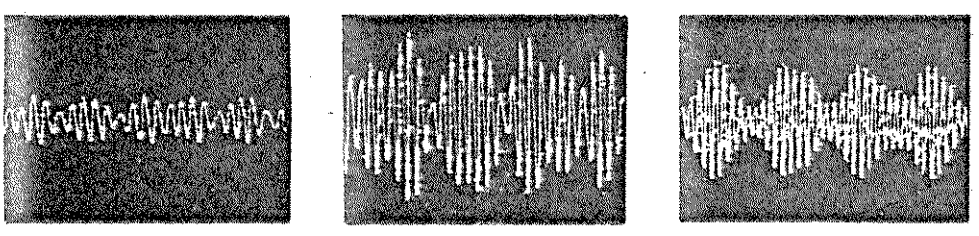


Fig. 38b - Exemplos típicos de registros fornecidos pelo registrador Ontario Hydro

O modelo físico proposto pareceu suficientemente bom para a época, pois apesar de apresentar somente um grau de liberdade, fornecia curvas com porções similares as obtidas experimentalmente.

Em 1968, R. Claren e G. Diana , {07} , para analisar as respostas dinâmicas do amortecedor Stockbridge, adotaram um sistema de dois graus de liberdade, com amortecimento histerético e coulombiano e com características elásticas de uma barra não homogênea. Sendo o amortecedor Stockbridge, o objetivo principal deste trabalho, voltaremos a nos referir a este modelo, com maiores detalhes no cap. III.

2.1.3. Estudo do conjunto condutor e amortecedor

Os resultados teóricos do conjunto cabo, amortecedor tem especial validade para trabalhos de otimização em computadores. Em {07} encontramos um estudo teórico de cabos com amortecedores onde o amortecedor é tratado como uma parte de um sistema dinâmico. O trabalho apresenta um tratamento matemático do problema e compara resultados obtidos por computador com resultados medidos experimentalmente. Mostrando ser possível computar com grande precisão as distorções de um cabo tensionado com um ou mais amortecedores, sujeito a uma ou mais forças harmonicas de excitação, quer elas sejam localizadas ou distribuidas.

Em {32} é apresentado um trabalho teórico onde são adotadas soluções analíticas do sistema; cabo, massa, mola e amortecedor, para se otimizar os parâmetros de um amortecedor linear.

Uma proposição dentro deste tipo de estudo, seria tratar um cabo condutor como sendo um fio, em toda sua extensão, exceto nas proximidades dos engastamentos, onde seria representado por uma barra. Os amortecedores, como em {07} seriam tratados como componentes do sistema. E seria feita a comparação dos esforços mecânicos, nos engastamentos, calculados por computador com os valores obtidos experimentalmente, quando instalados um ou outro tipo de amortecedor.

2.2 - Revisão dos estudos em campo das Vibrações dos condutores.

2.2.1. Estágio atual de desenvolvimento

Os trabalhos de campo em vibração de linhas parecem gozar de uma gran

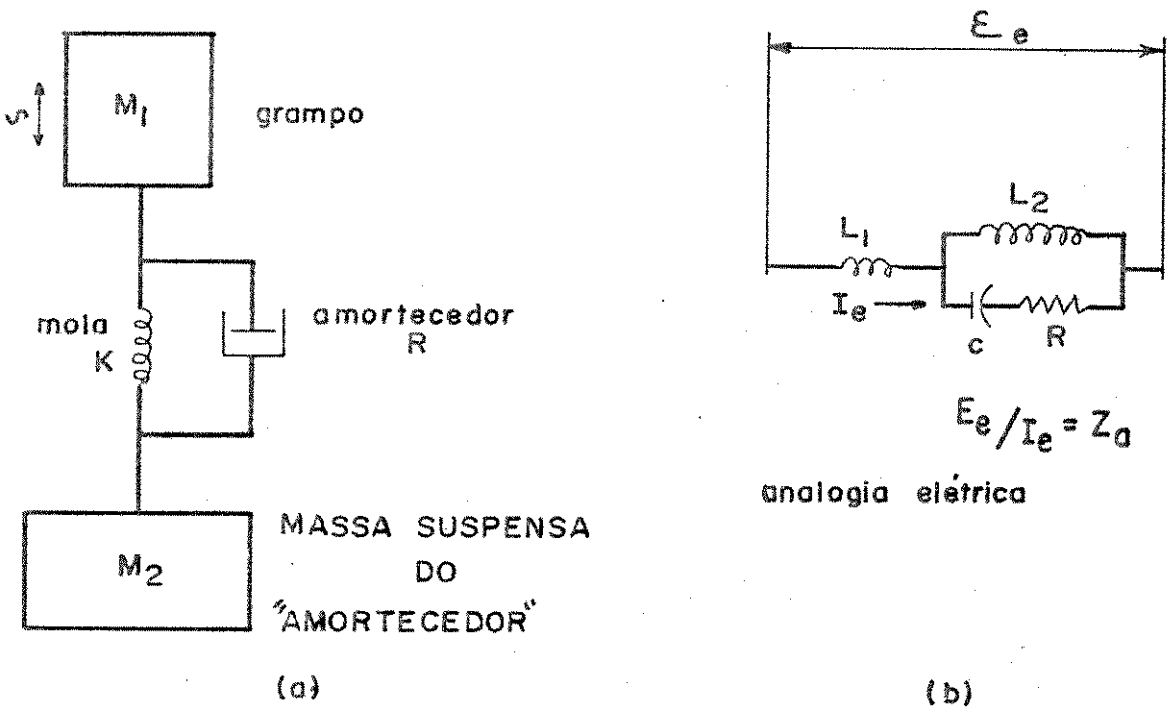


Fig. 39 - Representação esquemática do amortecedor Stockbridge e analogia elétrica.

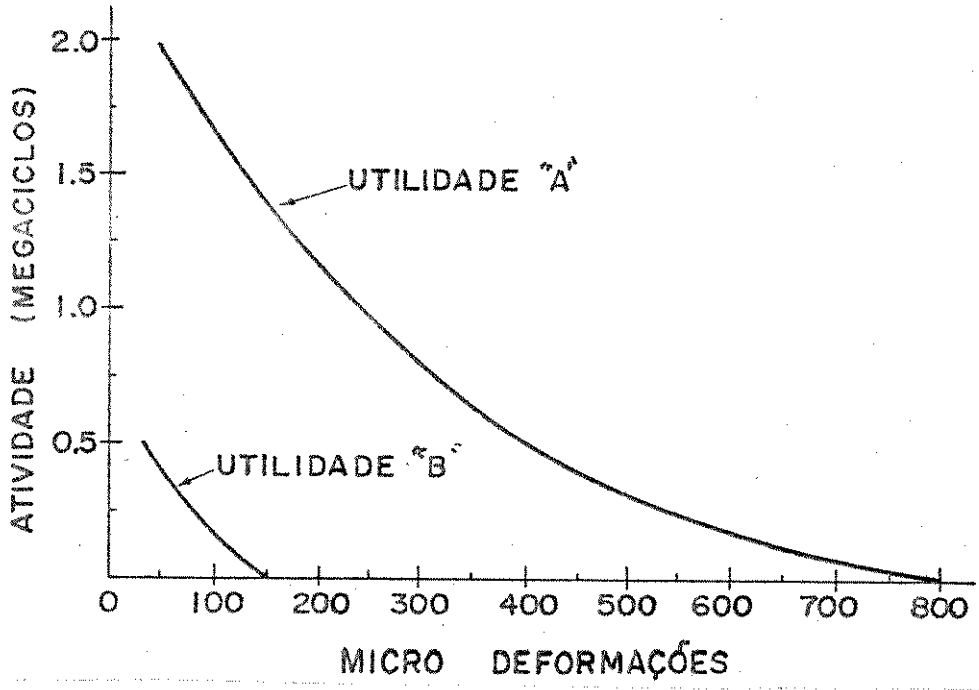


Fig. 40 - Gráfico comparativo de uma linha com altos níveis de vibração eólica e outra com baixos níveis. A linha com utilidade "A" apresentou substanciais danos por fadiga em apenas três anos.

de receptividade junto aos engenheiros das companhias de transmissão de energia elétrica. Assim sendo é plenamente justificável o grande número de estudos realizados dentro de tal área, tanto pelas companhias de transmissão, como pelas companhias fornecedoras de condutores, amortecedores e dispositivos de fixação.

Em {33} podemos ter uma idéia do grau de sofisticação dos aparelhos utilizados para obter dados mais precisos e aumentar o número de parâmetros em observação.

No citado trabalho, a fim de se obter dados de campo sobre a influência do vento, nas oscilações induzidas em feixes de condutor, foi desenvolvido um sistema de registro para filmar simultânea e automaticamente as oscilações das linhas em operação e condições de vento, incluindo diversas medida de turbulência. Em {24}, {30} temos exemplos de pesquisas que necessitaram levar ao campo verdadeiros laboratórios de dinâmica, instalados dentro de grandes trailers. Ainda com relação à obtenção de dados, em {27} é notada a tradição em pesquisas que possuem certas companhias fornecedoras de equipamentos para linhas de transmissão, ao exibirem relatórios de linhas que vem sendo observadas há mais de 30 anos.

Uma característica da maioria dos estudos de campo é o longo tempo de registro de dados, principalmente quando se deseja observar os efeitos de fadiga apresentados pelos condutores.

Uma vez que a fadiga nos condutores ACSR começa pelos tentos internos {15}, a operação de se desmontar a fixação e examinar os tentos internos verificando-se as condições dos mesmos, é demorada, custosa e prejudicial aos condutores. Visando acelerar os estudos sobre fadiga de condutores e prever a ruptura dos mesmos, foram desenvolvidos aparelhos para radiografar grampos de suspensão {11}, {24}, {35}, {40}, {41}, {44}. A radiografia mostra nitidamente os tentos rompidos por fadiga.

Tais aparelhos além de aplicações em pesquisas estão sendo atualmente usados pelas companhias de eletricidade para serviços de inspeção, dentro de programas de manutenção preventiva.

Porém, mais usados que os equipamentos de raios X são os registradores de vibração como o Ontario-Hydro Live Line Vibration Recorder (fig. 38).

O Registrador Ontario-Hydro é um aparelho de custo relativamente elevado. Registra simultâneamente a frequência e a amplitude do movimento. Consiste de um sistema mecânico conectado ao condutor e transmitindo os movimentos do mesmo a uma agulha que se apoia sobre uma película transparente. A agulha é acionada por um motor alimentado por uma bateria. Dispara durante um segundo em cada quinze minutos e tem um período total de duas semanas de medidas.

O Registrador Ontário-Hydro é montado na parte inferior dos grampos de suspensão de tal forma que o ponto de ligação do sensor do aparelho fique a 89 mm (3 1/2") do ponto de encontro entre o condutor e a base do grampo de suspensão.

Cada registro tem 6,35 mm (1/4") de comprimento e o gráfico gravado na película, pode ser examinado imediatamente pois, não requer nenhum processo de revelação.

O peso total do registrador é de aproximadamente 10 kilogramas , o qual aparentemente não afeta os resultados obtidos em condutores com diâmetros superiores a 19 mm (3/4").

Para efeito de análise, o deslocamento do condutor é convertido em tensão de flexão através de um equacionamento desenvolvido por J. C. Poffenberger, {26} e R. L. Swart {17} .

Com a finalidade de avaliar a vibração, obtida em um estudo de campo, a mesma, é comparada com outros registros obtidos em outras localidades onde a história da fadiga é conhecida. O centro de pesquisas da Preformed, nos U.S.A., reporta ter acumulado registrosdeste tipo, desde 1965. Cada nova investigação de campo, fornece um registro adicional, tornando subsequentemente a análise mais digna de confiança.

A (fig. 40) mostra um registro típico de estudo de campo, comparando uma linha com altos níveis de vibrações eólicas com outra de vibrações relativamente baixas. O condutor "A" sofreu substanciais danos por fadiga de apenas 3 anos.

O tipo de ensaio citado, é uma variante moderna, de um tipo de ensaio muito difundido na Europa {09} . A experiência consiste em medir o número de ciclos de vibração, durante um longo período de tempo. A partir de uma comparação com outra fase da linha,sujeita às mesmas condições de excitação, porém amortecida, é avaliada a eficiência do dispositivo amortecedor (fig. 41).Ou ainda, registra-se uma mesma fase antes e depois de amortecida (fig. 42).

O registrador usado neste tipo de experiência, é o contador Jacquet, aparelho que soma os ciclos de vibração que apresentem amplitude superior a - 0,35 mm , numa faixa de frequências compreendida entre 5 e 50 ciclos por segundo.

Dados os diferentes objetivos dos estudos em campo, torna-se difícil classificar todos os tipos e métodos empregados em tais pesquisas. O que é perfeitamente justificável dado o progresso das técnicas de medições aliado - principalmente à criatividade dos pesquisadores como podemos notar em {15} , {18} , {20} , {23} , {24} , {30} , {33} , {35}, {40} .

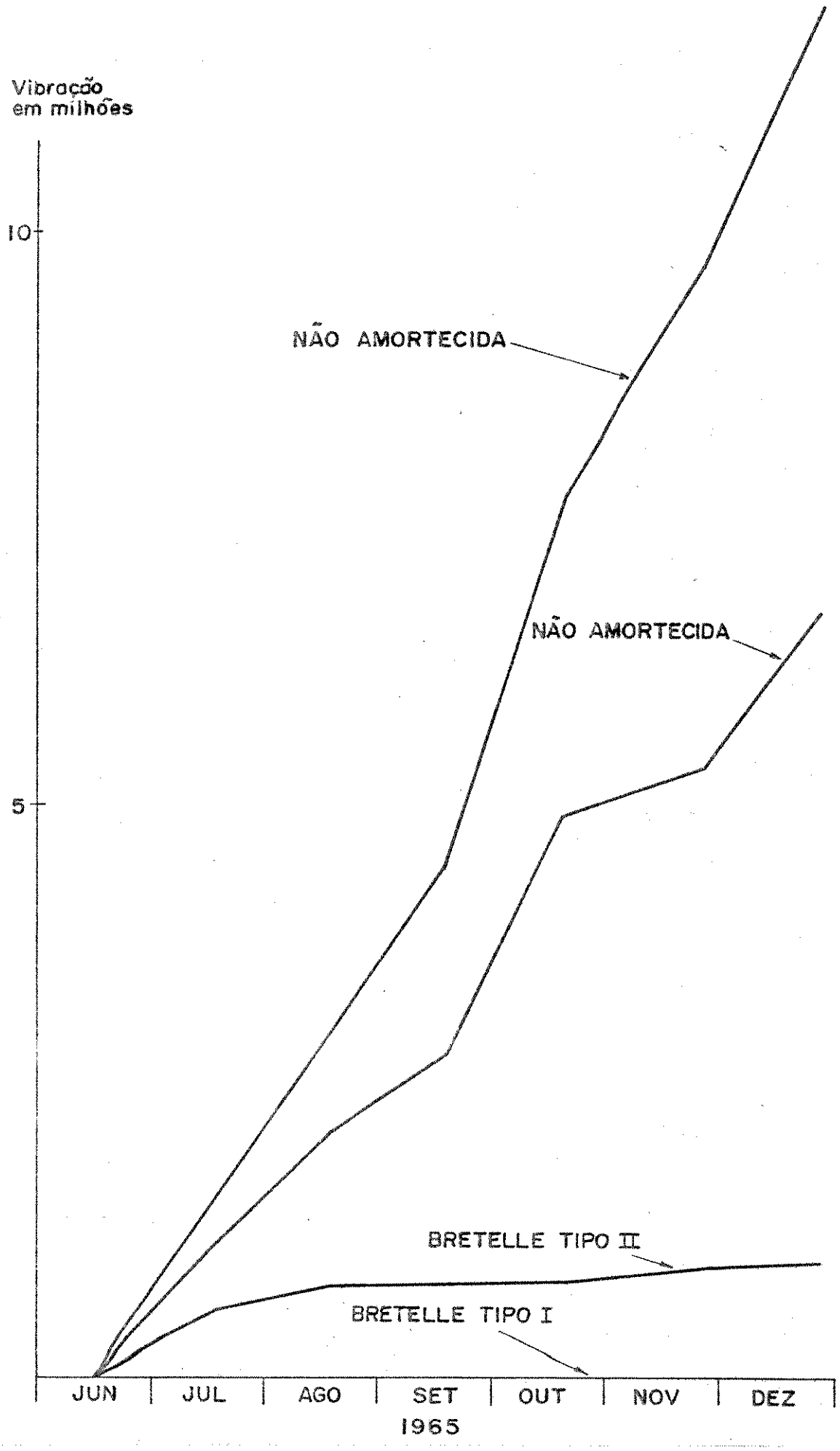


Fig. 41 - Registros de 1965 da linha de 63 KV Passage D' Agen - Bruch - França

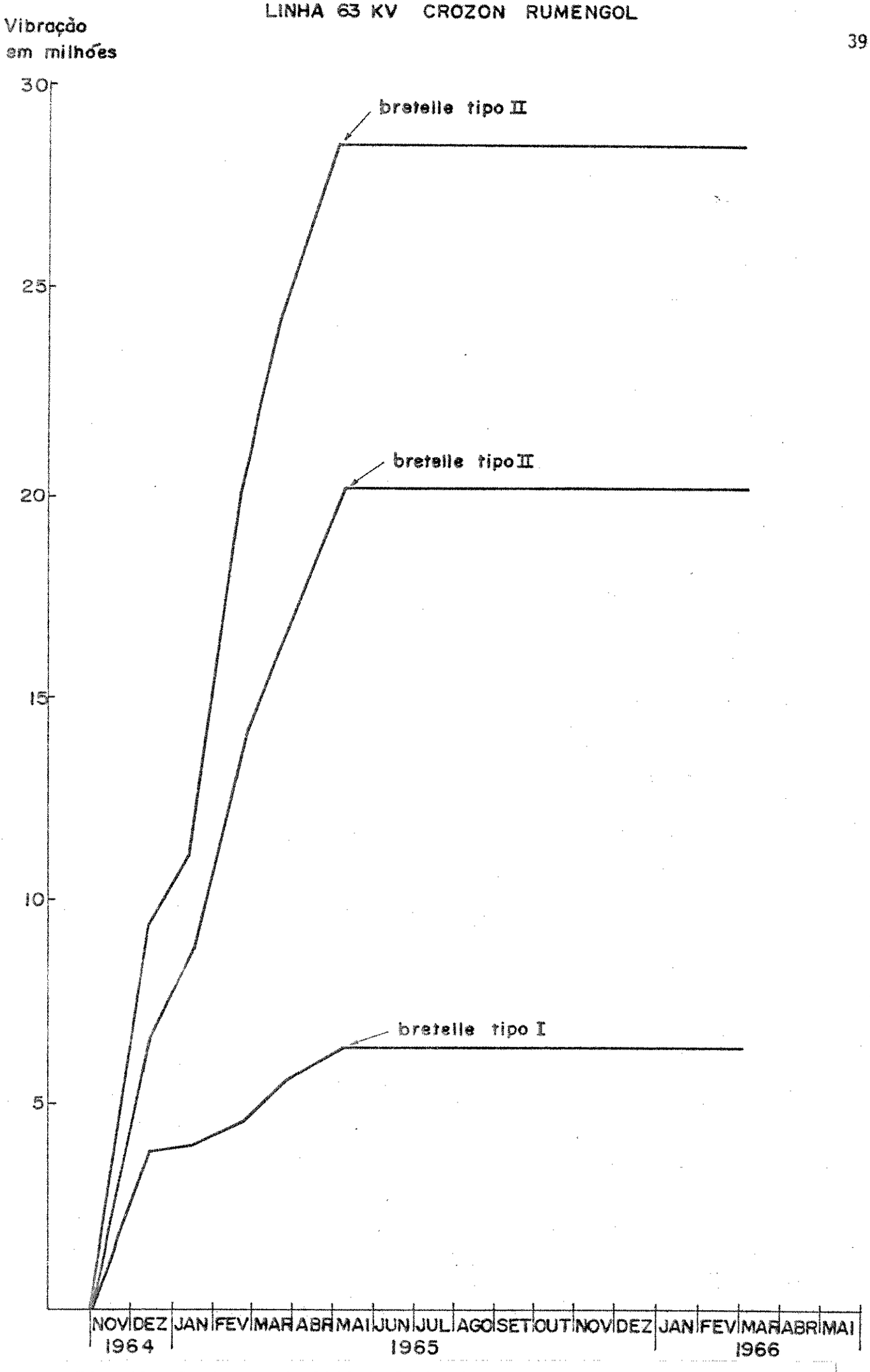


Fig. 42 - Registros de 1966 da linha de 63 KV Crozon - Rumengol - França

Dentro do objetivo específico de se estudar as eficiências de diferentes tipos de amortecedores em campo, apresentamos no parágrafo seguinte uma metodologia que vem sendo adotada pela CPFL (Companhia Paulista de Força e Luz) desde alguns anos.

2.2.2. Apêndice I - Exemplo de uma metodologia para medição em campo da eficiência de dispositivos amortecedores.

A experiência consiste em se instalar 2 registradores de vibrações numa mesma torre, cada qual conectado a condutores de fases diferentes, porém localizados no mesmo vão (fig. 43). Numa fase são instalados amortecedores em mais de dois vãos adjacentes ao vão onde está instalado o vibrográfo , na outra fase, o condutor é mantido sem amortecedores. Logicamente ambos os cabos condutores possuem o mesmo tipo de grampo de suspensão.

O aparelho utilizado para registrar as oscilações (Registrador Zenith VHI-24) possui um pacote de papéis circulares (fig. 44), em espiral , acionado por um mecanismos de relojoaria. A duração e a amplitude relativa das vibrações são registradas continuamente durante 7 dias através de uma alavanca que vibra solidária ao condutor, marcando o disco de papel.

Num sistema de eixos cartesianos (fig. 45) são traçados os valores das amplitudes nas ordenadas e seus correspondentes tempos de duração nas abcissas , representados percentualmente, conforme a tabela 1.

Unindo-se os vários pontos, determina-se a curva de vibração(fig.45).

A área compreendidaentre a curva e os eixos das coordenadas é tomada como grandeza de comparação para a interpretação dos resultados das medições efetuadas.

Da comparação, entre as áreas dos condutores amortecido e o não amortecido, obtem-se a eficiência de cada determinado tipo de amortecedor - (fig. 45)

Uma limitação do registrador Zenith é a impossibilidade de se saber as frequências de excitação de maior incidência, dado fundamental na escolha de amortecedores Stockbridge. Outro inconveniente do uso de tal registrador, é a possibilidade de ressonância em baixas frequências (2-6 cps) podendo provocar - conclusões incorretas.

A - AMORTECEDOR STOCKBRIDGE
B - VIBRÓGRAFO
C - ARMOR RODS PREFORMADO
D - CONJUNTO DE SUSPENSÃO

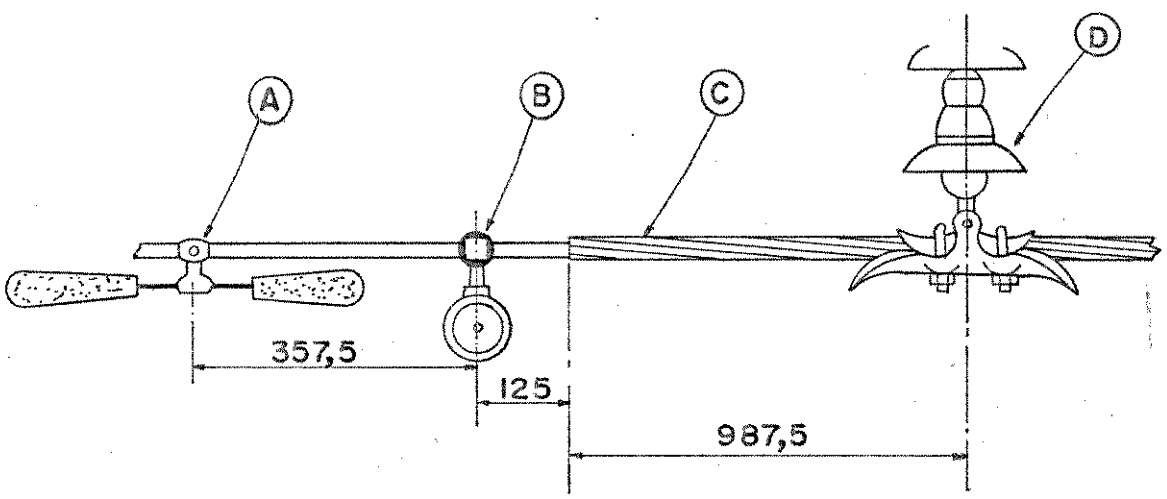


Fig. 43a - Detalhe do posicionamento do amortecedor e do vibrografo em relação ao grampo de suspensão.

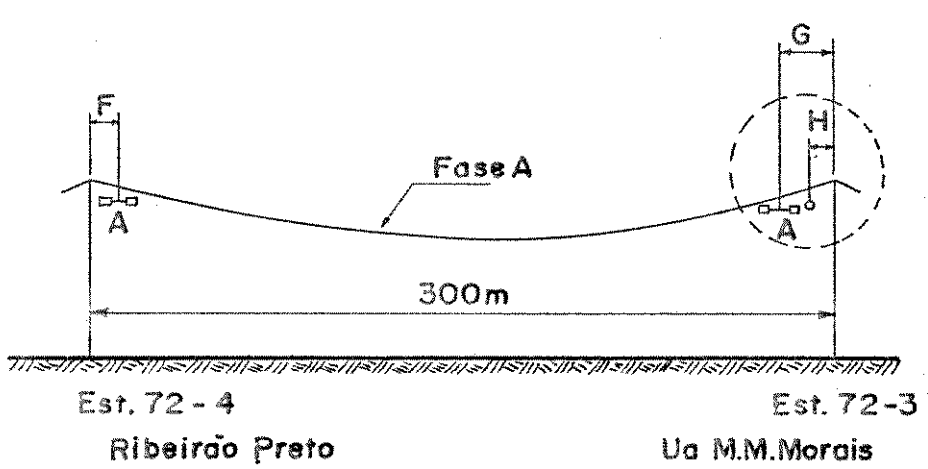


Fig. 43b - Condições gerais do local de ensaio

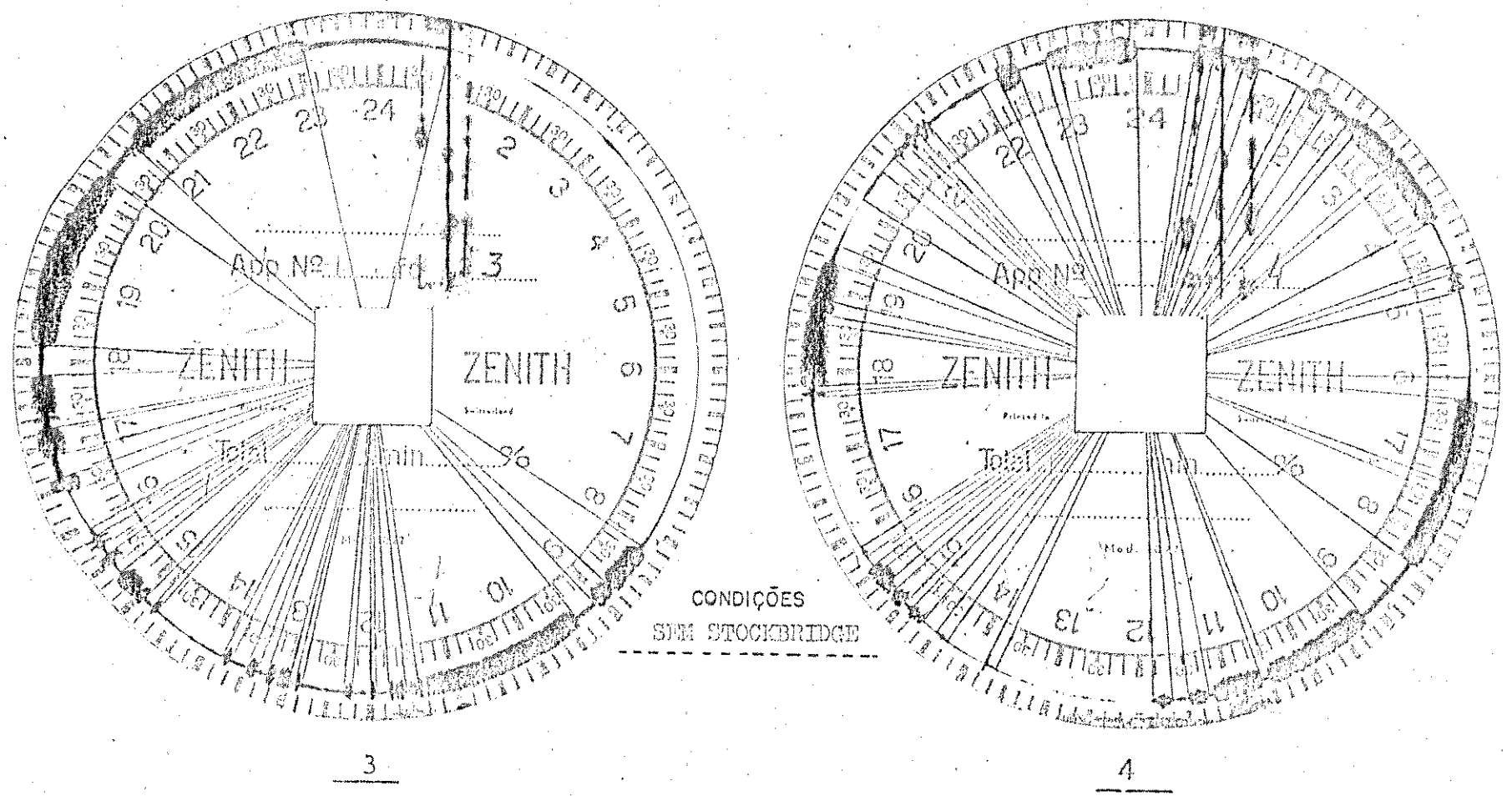


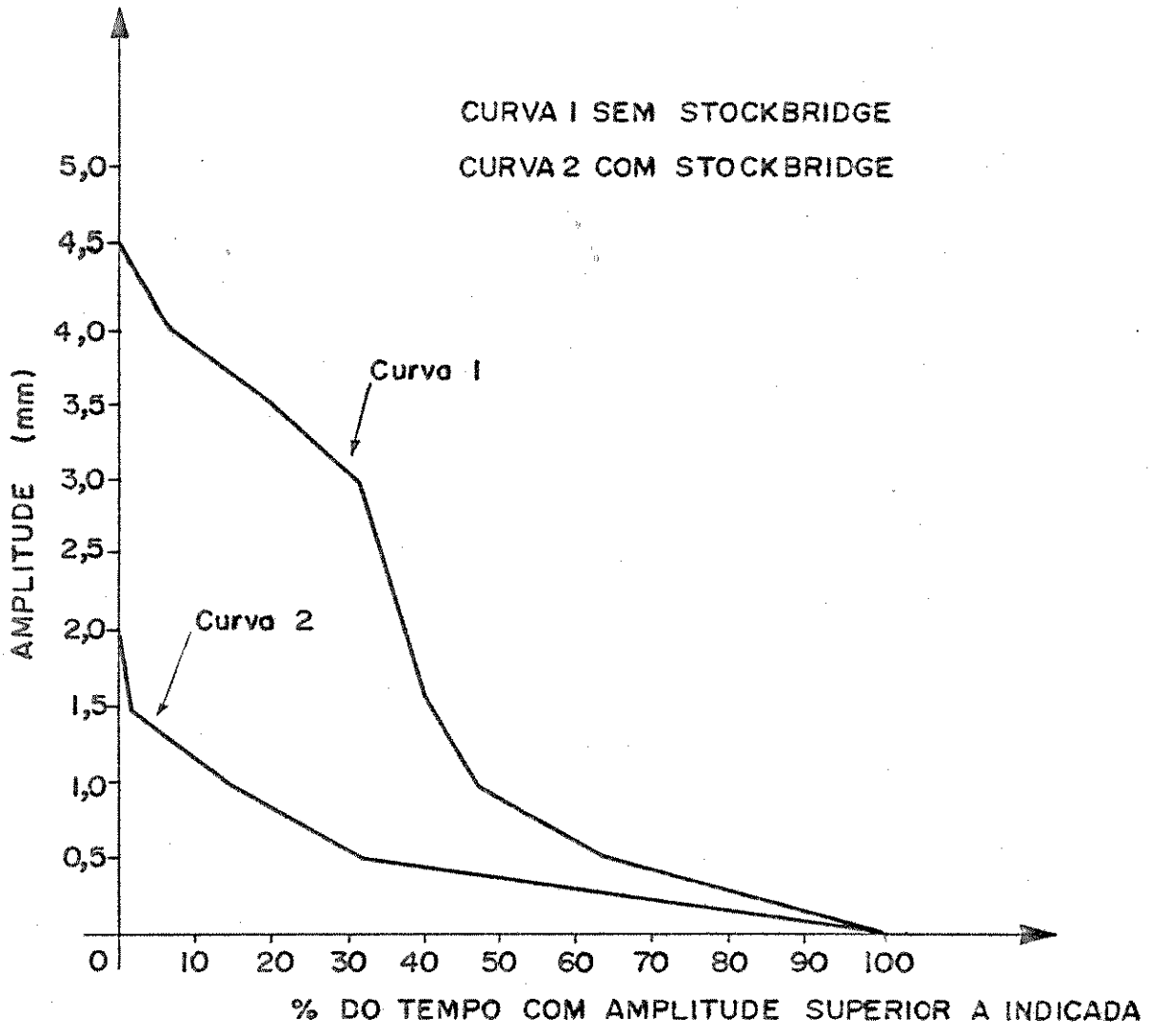
Fig. 44 - Gráficos fornecidos pelo registrador Zenith

Tabela nº 1

	Nº DE MINUTOS COM AMPLITUDES										
GRÁFICO	0,0-0,5	0,5-1,0	1,0-1,5	1,5-2,0	2,0-2,5	2,5-3,0	3,0-3,5	3,5-4,0	4,0-4,5	4,5-5,0	SOMA MINUTOS
1	262	54	10	16	59	72	64	313			850
2	441	121	111	84	89	22	132	47	393		1.440
3	570	216	44	6	24	22	63	342	153		1.440
4	500	219	55	24	54	44	253	187	104		1.440
5	553	346	115	10	27	39	133	217			1.440
6	866	155	99		16	49	68	168	19		1.440
7	461	414	80	66	15	134	106	164			1.440
8	631	311	48	20	86	15	278	51			1.440
SOMA MIN.	4.284	1.836	562	226	370	397	1.097	1.489	669		10.930
% DO TEMPO TOTAL	39,18	16,69	5,14	2,06	3,28	3,60	10,32	13,61	6,12		100%

Nº VIBRÓGRAFO: 46.561 SEM STOCKBRIDGE

PERÍODO : de 21 / 02 / 1975/ a 28 / 02 / 1975/



ÁREAS:

Curva 1 - 3270 mm^2

Curva 2 - 940 mm^2

Houve redução de: 40,67%

Fig. 45 - Avaliação da eficiencia de um amortecedor Stockbridge.

2.2.3. Proposição de uma metologia de ensaios em campo.

A metodologia que vamos propor, em termos de estudo de campo, requer somente um mínimo de equipamento, que as grandes companhias nacionais já possuem, e, obviamente, as linhas de teste, às quais poderão continuar em funcionamento durante os ensaios.

A experiência consiste, em se instalar numa mesma torre, dois ou mais registradores Ontário-Hydro {08} (fig. 38), conectados a condutores simples, independentes entre si porém localizados no mesmo vão.

Os registros seriam simultâneos todos os condutores.

Um condutor sem amortecedor algum poderia ser tomado como base de comparação. Os demais possuiriam dispositivos amortecedores diferentes, instalados num mínimo de 5 vãos. Justificamos este mínimo dado que as vibrações eólicas possuem a característica de se propagar para os vãos adjacentes. E conhecendo a intensidade dessa propagação podemos desprezar a influência dos demais vãos da linha.

Conforme {05} podemos desprezar as diferenças do fluxo do vento para cabos fixados em diferentes alturas de uma estrutura de altura razoável . Porém se suspeitarmos das influências do terreno, podemos realizar experiências permutando os amortecedores entre si, para fases diferentes.

Os valores de frequência e amplitude seriam plotados num gráfico com tais coordenadas. Adotaríamos a curva limite proposta por J. Pullen e verificada por A. Hebra citada no cap. I. Através de um tratamento estatico do posicionamento dos pontos em relação a esta curva, obteríamos a eficiência do dispositivo amortecedor de um modo comparativo.

Relatamos que até este ponto a experiência não tem caracteres de - originalidade, já tendo sido realizado em {20} como uma consequência das deduções de J. Pullen.

Porém, talvez por razões éticas o estudo {20} restringiu-se aos amortecedores Stockbridge e Linear. Ambos fabricados pela companhia onde J. Pullen era chefe de pesquisas.

A nossa proposição está em se realizar tal experimento com diferentes tipos de grampos de suspensão e amortecedores.

Numa área que já atingiu elevado grau de sofisticação, nossa proposição pode parecer simplista. Porém não temos a pretensão de estudar fadiga em condutores, mas sim, fazer um estudo comparativo entre os dispositivos protetores já existentes no mercado ou em desenvolvimento, de modo a reduzir as vibrações ao menor nível possível, dentro de uma solução economicamente viável.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

Também este parece, ser um meio eficiente de se checar estudos teóricos sobre número e posicionamento de amortecedores de vibração, como um trabalho de otimização.

Logicamente, dado que os limites admissíveis de amplitude e frequência para que o condutor não sofra fadiga prematura estabelecidos por J. Pullen {32} foram baseados em condutores com presilha do tipo convencional (Armor Rods), para cada outro tipo de suspensão teremos que estabelecer novos valores admissíveis.

Tais valores estão relacionados a vida do condutor em milhões de ciclos por segundo, quando é adotado um tipo ou outro de suspensão {42} . Este estudo pode ser feito de um modo relativamente rápido em laboratórios de vibração {42} , {21} .

Para o caso particular de condutores fixados com AGS em comparação com o Armor Rods temos a ressaltar que já possuimos o seu limite de fadiga.

Dada a rapidez de instalação dos registradores e considerando que a presença dos mesmos não afetam o funcionamento da linha, acreditamos ser este um método de estudo de execução inteiramente viável. Reforçando as nossas considerações, acrescentamos que a CPFL adotará em seus futuros ensaios a metodologia proposta neste trabalho.

2.3 - Revisão dos estudos em laboratório das vibrações em condutores.

Os estudos em laboratório de uma maneira geral, podem ser classificados em três grupos distintos, iguais aos citados nos estudos teóricos:

2.3.1. Estudos de cabos vibrando isoladamente, geralmente com a finalidade de se obter os esforços nos pontos de engastamento ou a fadiga do condutor devido a tais esforços.

A montagem da fig. 46 , geralmente usada, consta de um cabo tensionado, engastado em ambas as extremidades e excitado por um vibrador mecânico ou eletromagnético. Nos pontos de engastamento são instalados extensômetros (fig. 47) com a finalidade de medir os esforços dinâmicos uma vez que os esforços estáticos, já estão previamente estabelecidos. Outra aplicação desta montagem é a de medir o número de ciclos necessários para que ocorra a fadiga do material.

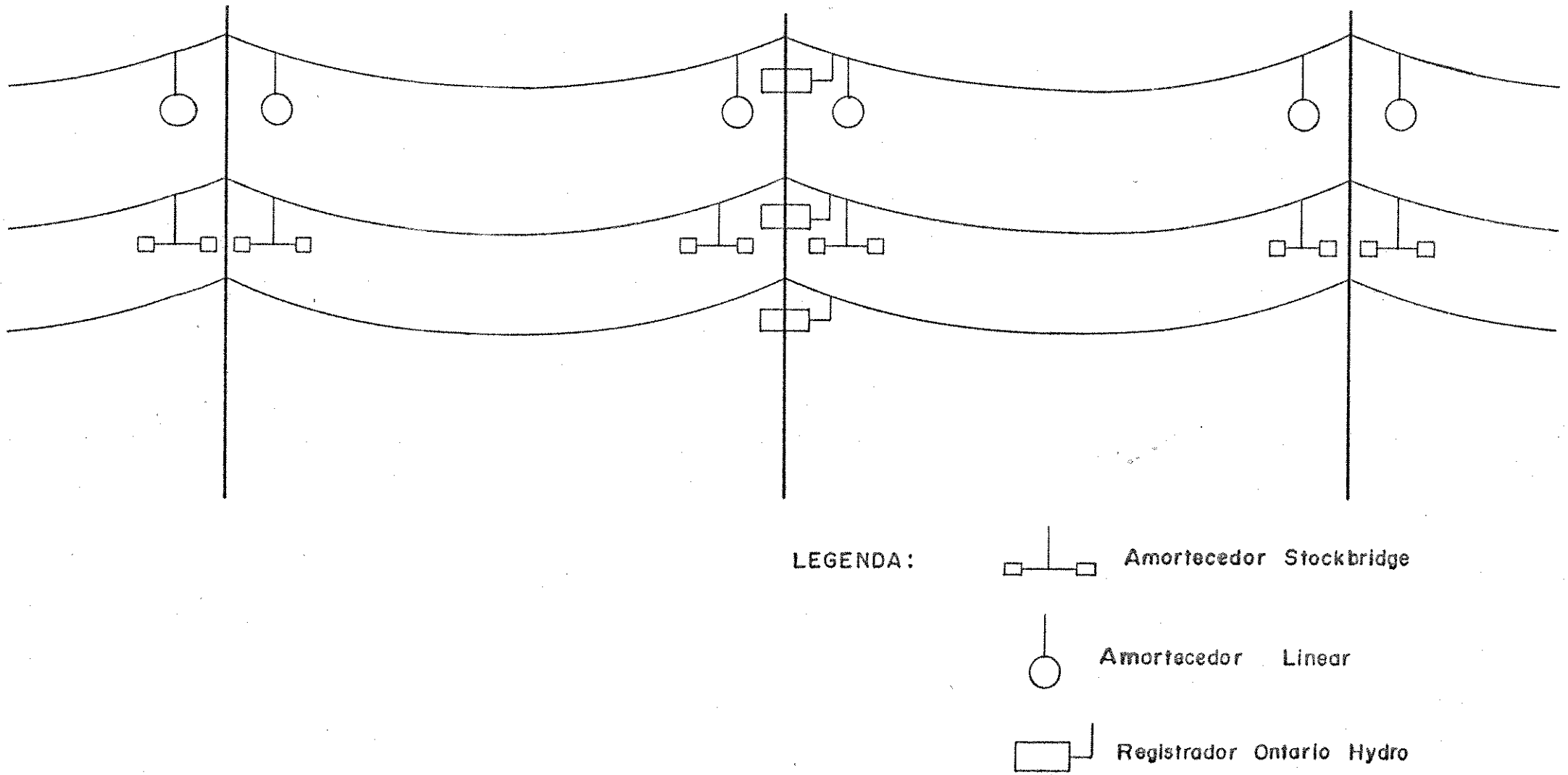


Fig. 46 - Representação esquemática de um ensaio de campo

Ainda a mesma montagem, aliada a aplicação do método do decremento logaritmico fornece um método simples de se avaliar o auto-amortecimento de cabos condutores em laboratório {14} . O procedimento pode ser usado para investigar os efeitos de tensionamento, do amortecimento externo e da vida a fadiga no auto-amortecimento de cabos condutores.

Tais estudos,tem especial importância para o desenvolvimento de novos tipos de cabos ou presilhas de fixação {14} , {22} , {36} , {42}.

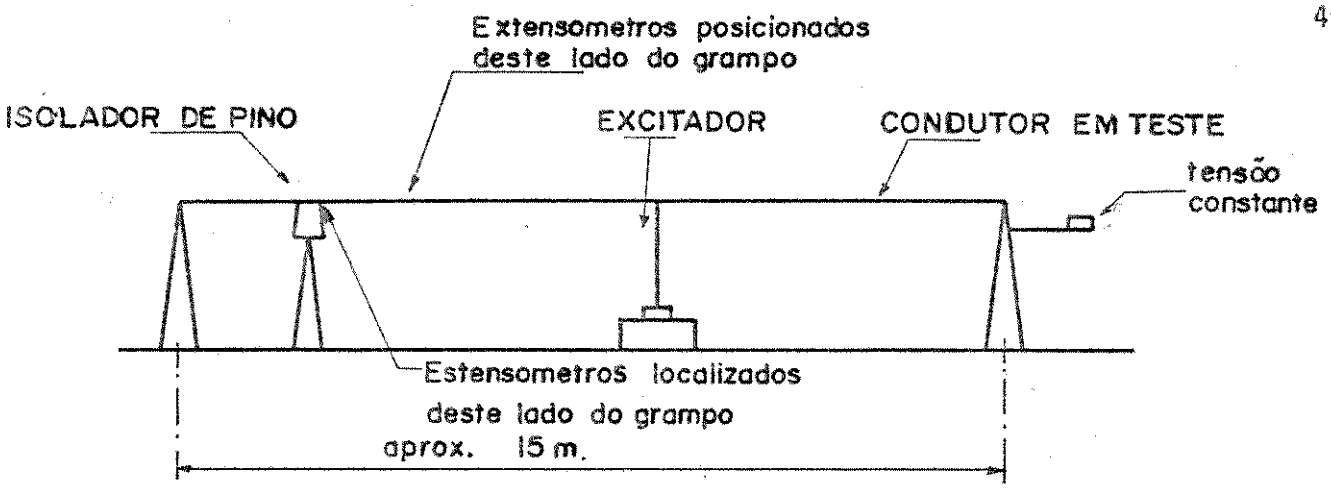
2.3.2. Estudos de cabos vibrantes com dispositivos amortecedores são realizados geralmente visando uma otimização dos amortecedores ou de seu posicionamento . A montagem é igual à exibida na (fig. 47), onde são acrescentados os amortededores. Também podem ser medidas a diminuição dos esforços dinâmicos nas fixações ou o aumento da vida do condutor, quando comparados com outros condutores não amortecidos. Os tres arranjos da (fig. 47), bem como a escolha e o posicionamento dos extensômetros (fig. 47) são propostos em {16} numa tentativa do IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers) no sentido de normalizar as medições dos esforços dinâmicos em laboratório e consequentemente padronizar os ensaios de eficiência dos amortecedores.

Estas simulações utilizam deslocamentos somente na direção vertical não reproduzindo fielmente os movimentos dos cabos sujeitos às vibrações eólicas, que deslocam espacialmente o ponto de apoio dos amortecedores.

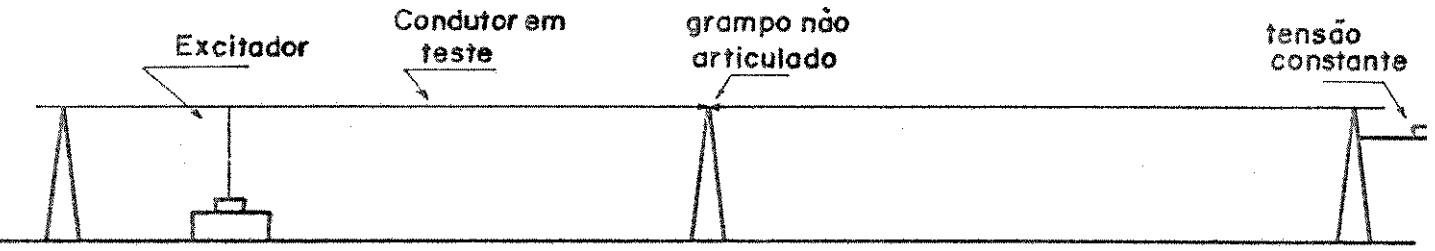
2.3.3. Ensaios dos amortecedores isoladamente, com a finalidade de se obter certas características dinâmicas dos amortecedores e comparar através delas diferentes amortecedores.

Este é o tipo de estudo onde existe o menor número de trabalhos publicados dentro da análise das vibrações eólicas em linhas de transmissão. Os fabricantes, fornecem tabelas que especificam os amortecedores e seus espaçamentos - apenas em função do diâmetro do cabo e do comprimento do vão. Frequências de ressonância, forças transmitidas à linha, absorção de energia em diversas frequências, vida útil, são características importantíssimas dos amortecedores e que não são fornecidas aos compradores. Particularmente o procedimento de recepção dos amortecedores até o presente momento se limita a uma inspeção visual dos mesmos.

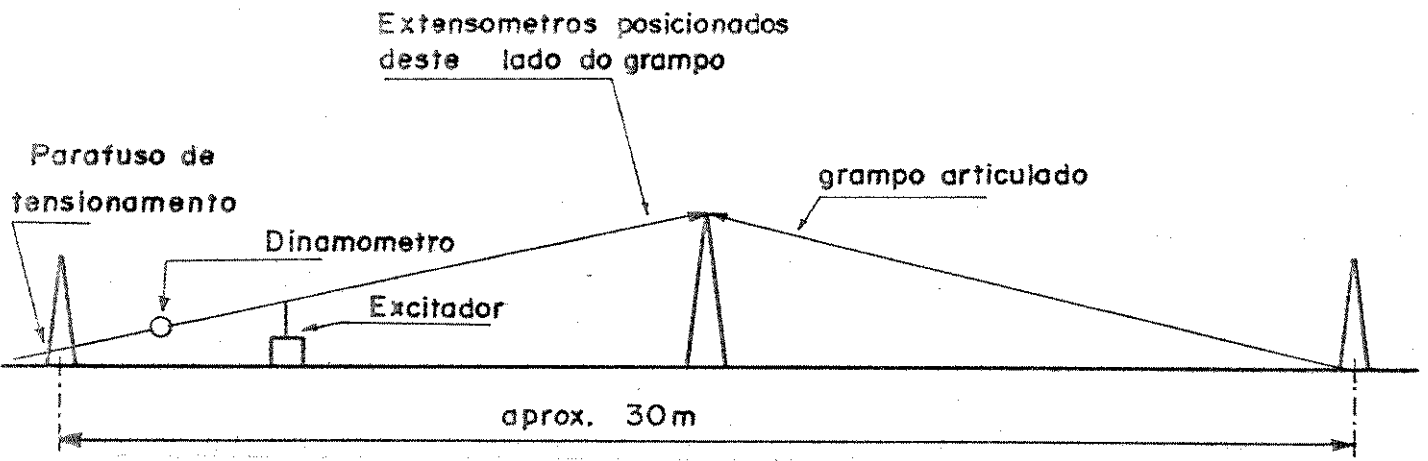
Acreditando ser de especial importância a medição das caracterísi-



(1) Medição das deformações com isolador de pino



(2) Medição das deformações com grampo não articulado



(3) Medição das deformações com grampo articulado

Fig. 47a - Montagens para medições das deformações dinâmicas de condutores.

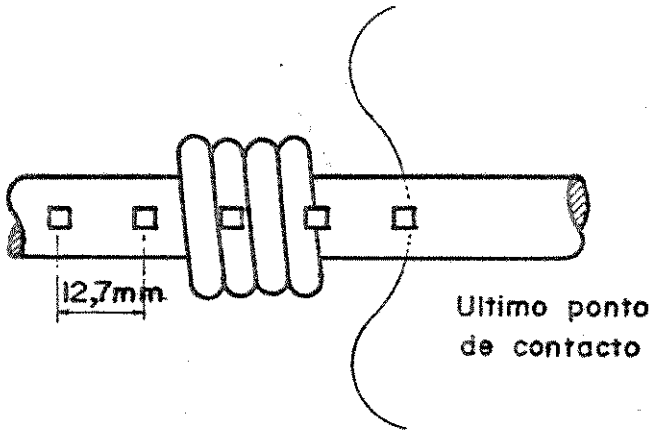
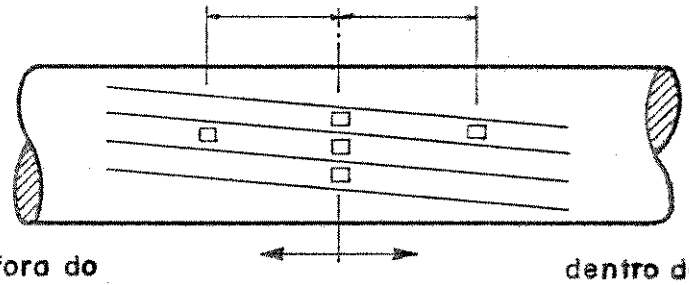
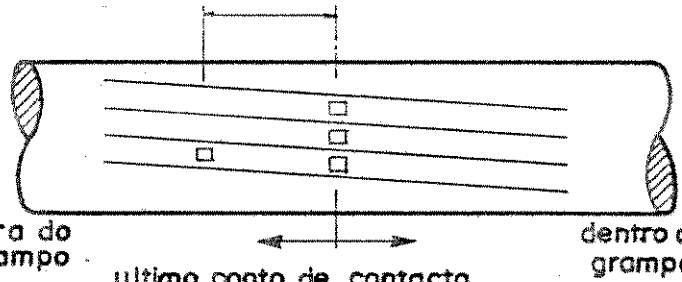
CONDUTOR A C S R	LOCALIZAÇÃO DOS EXTENSOMETROS
1/0 CONDUTORES FINOS	
583,2 MCM 605 MCM	12,7mm entre extensometros localizados na parte superior do condutor 
110.8 MCM 1843.2 MCM	12,7mm entre extensometros localizados na parte superior do condutor 

Fig. 47b - Localização dos extensometros nos condutores.

cas acima citadas concentramos maior atenção neste tipo de estudo, onde propomos uma metodologia de ensaios e fornecemos resultados obtidos.

2.3.4. Proposição de uma metodologia de ensaios.

A experiência consiste em simular a condição de vibração somente no ponto onde o amortecedor está instalado. E medir as respostas dinâmicas do amortecedor, neste ponto.

Uma pequena barra cilíndrica de diâmetro igual ao diâmetro do condutor, bi-engastada representa o cabo condutor (fig. 48). Um transdutor do força conecta a base de fixação da barra, com um excitador eletro magnético. Um controlador de excitação permite a regulagem da amplitude e frequência desejadas. Um multímetro digital fornece os valores das forças transmitidas ao cabo pelo amortecedor, para cada frequência de excitação. Um osciloscópio de dois canais possibilita o registro fotográfico das elipses representativas das dissipações de energia.

Tais elipses são formadas, ao se plotar força transmitida num canal e deslocamento noutro. A relação entre os eixos principais de elipses, permite-nos calcular a fase entre a força e o deslocamento para cada frequência de excitação. A área da elipse é a própria energia dissipada por ciclo para cada frequência, sendo conhecida como técnica do "loop" de histerese {07} , {32} , {46} , {47} {48} . (Apêndice III)

Acreditamos, com o enfoque apresentado de se adotar um dispositivo - que possibilita a aplicação de uma mesma metodologia de ensaio, para diferentes tipos de amortecedores, facilitar futuros estudos comparativos.

A aplicação desta metodologia aparece no cap. III com a finalidade de testar um modelo teórico apresentado como representativo do amortecedor - Stockbridge e no apêndice II comparando o amortecedor Stockbridge com o amortecedor Linear.

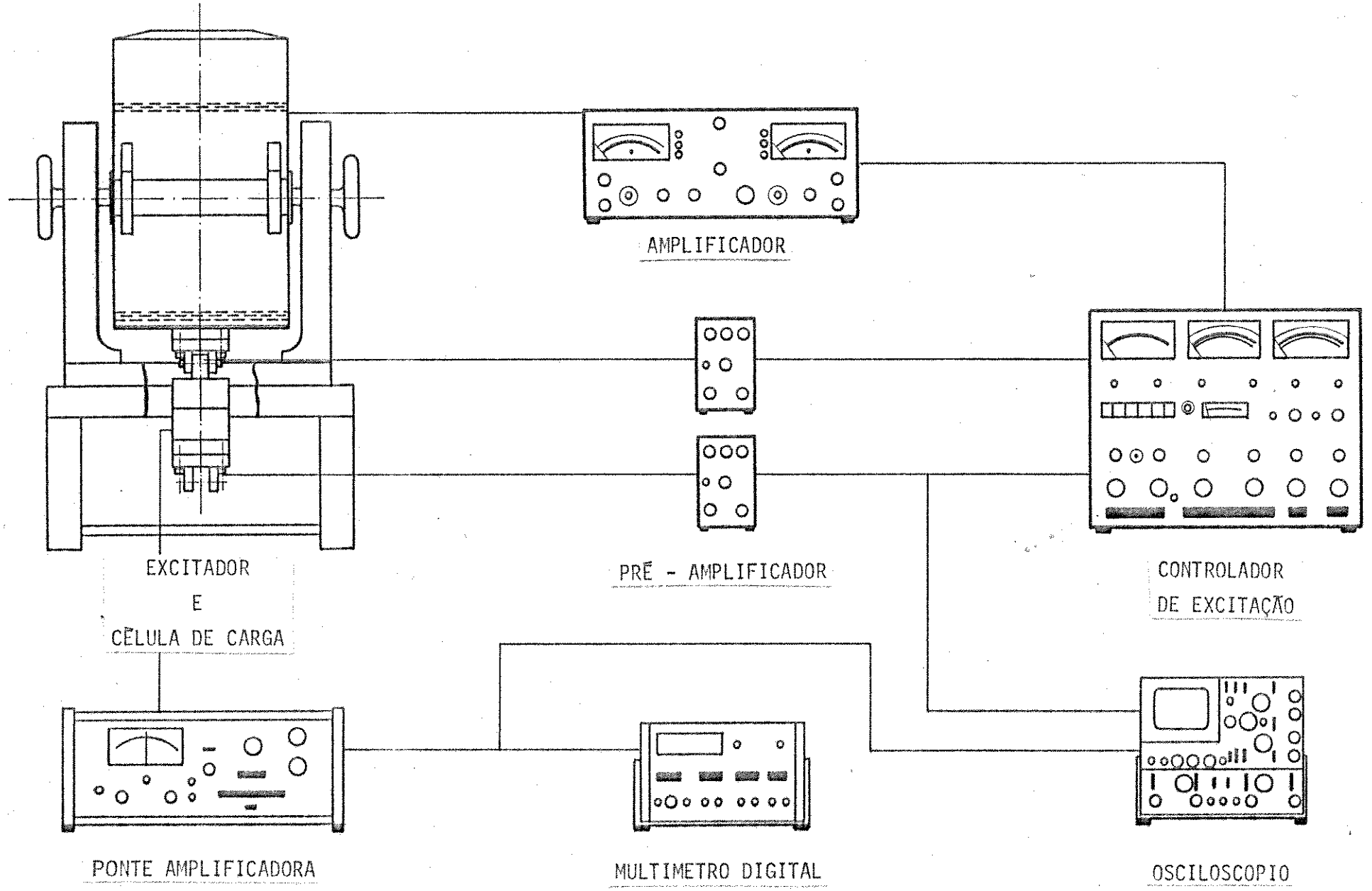


Fig. 48 - Esquema da montagem utilizada para o ensaio dos amortecedores de vibração em laboratório.

3 - ANÁLISE DO AMORTECEDOR STOCKBRIDGE

3.1 - Modelo teórico

O modelo matemático adotado é o mesmo proposto por R. Claren e G. Diana em [07] e que é apresentado em [48] de uma maneira matricial.

O amortecedor Stockbridge é apresentado simetricamente cortado ao meio (fig. 49) e substituido por um sistema linear de dois graus de liberdade, com excitação pela base.

O sistema consiste essencialmente de uma mola sem massa (cordoalha de aço) e uma massa rígida, atada a sua extremidade, sendo a massa de cordoalha considerada desprezível em comparação com a massa rígida.

A massa rígida possue movimentos de vibração transversais e rotacionais, caracterizando-se como um sistema de dois graus de liberdade.

É assumida uma excitação senoidal através da presilha, na direção vertical, simulando uma onda estacionária em um condutor de linha da transmissão.

A cordoalha é assumida como possuindo amortecimento predominantemente histerético e com efeito de uma mola linear.

Ainda que uma cordoalha de aço não possa ser considerada como uma barra homogênea, testes em laboratório provaram que dentro de uma faixa de flexões é possível assumir o coeficiente de mola (K) de acordo com a seguinte equação [07]:

$$K = 3 \frac{E_c J_c}{L^3} \qquad (3.1\text{-}1)a$$

E_c = módulo de Young da cordoalha
J_c = momento de inércia da área, aparente, da cordoalha
L = comprimento da cordoalha

Testes, realizados em laboratório [07], fornecem as seguintes relações

$$K_{xx} = 4K \qquad (3.1\text{-}2)$$

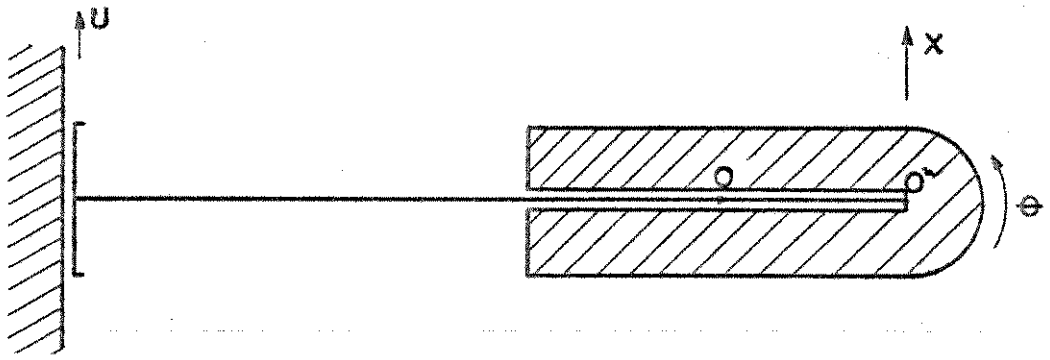


Fig. 49 - Representação esquemática do amortecedor Stockbridge

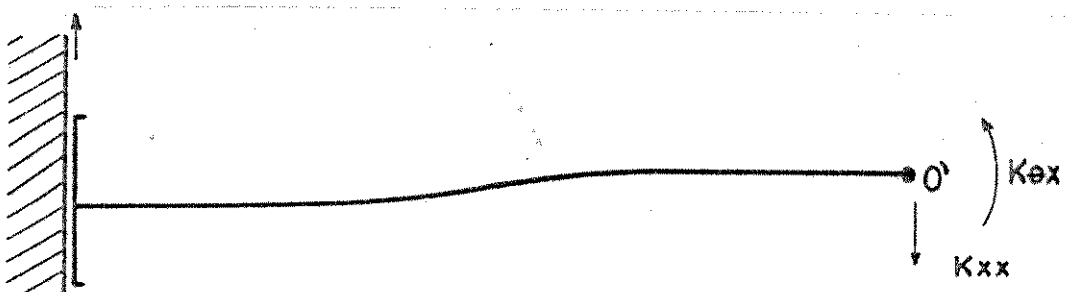


Fig. 50 - Força e torque para um deslocamento unitário na vertical e rotação nula.

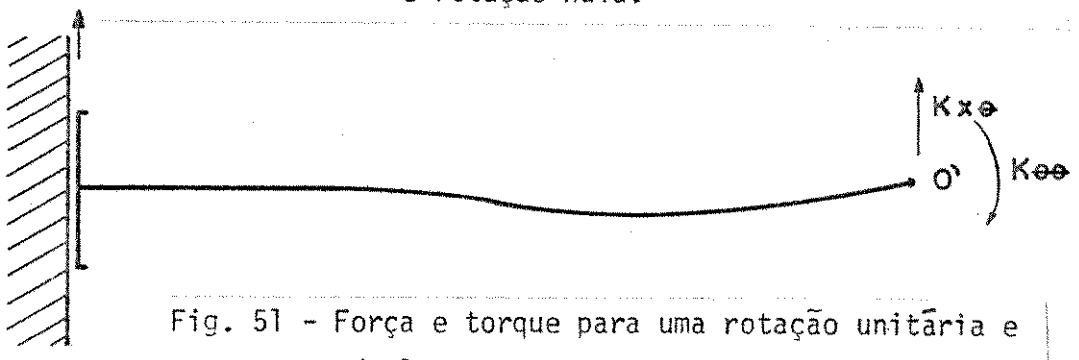


Fig. 51 - Força e torque para uma rotação unitária e deslocamento na vertical nulo.

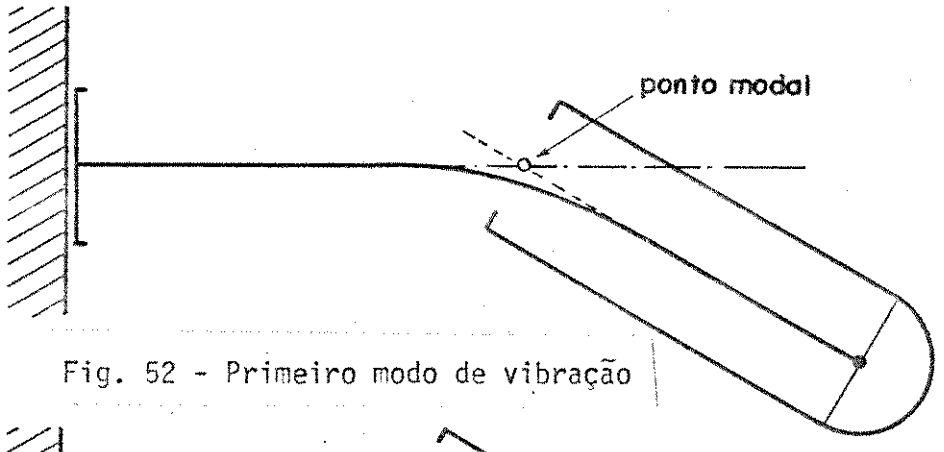


Fig. 52 - Primeiro modo de vibração

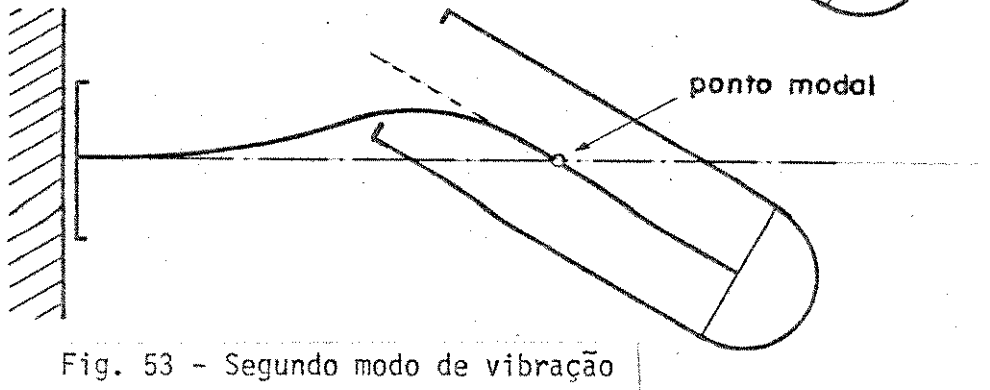


Fig. 53 - Segundo modo de vibração

$$K_{\theta x} = 2KL$$

$$K_{x\theta} = 2KL$$

$$K_{\theta\theta} = \frac{4}{3} KL^2$$

onde de acordo com a figura 49

O = centro de gravidade da massa do amortecedor
O' = ponto de engastamento da cordoalha a massa do amortecedor
J_a = momento de inércia da massa do amortecedor no ponto O'
J_o = momento de inércia da massa de amortecedor no ponto O
G = distância entre O e O'
X_a = deslocamento na vertical do ponto O'
θ_a = rotação angular da massa do amortecedor
K_{xx} = força aplicada em O' na direção X para obter deslocamento na vertical unitário x, com $\theta = 0$
$K_{\theta x}$ = torque aplicado para obter deslocamento na vertical unitário x, com $\theta = 0$
$K_{x\theta}$ = força aplicada em O' na direção x para obter rotação unitária θ , com $x = 0$
$K_{\theta\theta}$ = torque aplicado para obter rotação unitária θ , com $x = 0$

Testes em laboratório, {07} , também provaram que dentro de uma faixa de solicitaçõesa flexão, o amortecimento presente em cordoalhas de aço é predominantemente histerético, podendo ser expresso pela seguinte equação:

$$C = \frac{h}{L^3} \qquad (3.1\text{-}1)b$$

onde h é uma constante que depende da estrutura da cordoalha. Foi também provado que as forças de amortecimento resultantes de deslocamentos e rotações angulares possuem a mesma relação das forças elásticas, as quais são precisamente:

$$C_{xx} = 4C$$

$$C_{x\theta} = 2CL$$

$$C_{\theta x} = 2CL \qquad (3.1\text{-}3)$$

$$C_{\theta\theta} = \frac{4}{3} CL^2$$

Consequentemente a constante admensional de amortecimento (μ) é dada por:

$$\mu = \frac{C}{K} \qquad (3.1\text{-}4)$$

Com referência à notação e às figuras 49, 50 e 51, a equação do movimento forçado do modelo proposto será dada por:

$$M\ddot{x} + K_{xx}x + \frac{C_{xx}}{\Omega}\dot{x} - MG\ddot{\theta} - K_{x\theta}\theta - \frac{C_{x\theta}}{\Omega}\dot{\theta} = K_{xx}u + \frac{C_{xx}}{\Omega}\dot{u}$$

$$J\ddot{\theta} + K_{\theta\theta}\theta + \frac{C_{\theta\theta}\dot{\theta}}{\Omega} - MG\ddot{x} - K_{\theta x}x - \frac{C_{\theta x}}{\Omega}\dot{x} = -K_{\theta x}u - \frac{C_{\theta x}}{\Omega}\dot{u} \qquad (3.1\text{-}5)$$

Se assumirmos o cabo como idealmente elástico e sem amortecimento algum, as equações de vibração livre serão dadas por:

$$M\ddot{x} - MG\ddot{\theta} + K_{xx}x - K_{x\theta}\theta = 0$$

$$(3.1\text{-}6)$$

$$J_a\ddot{\theta} - MG\ddot{x} + K_{\theta\theta}\theta - K_{\theta x}x = 0$$

assumindo:

$$x = X\, e^{i\Omega t}\, e^{i\alpha} \tag{3.1-7}$$

$$\theta = \Theta\, e^{i\Omega t}\, e^{i\beta} \tag{3.1-8}$$

da particularização para vibração livre, sem amortecimento temos:

$$x = X\, e^{i\omega t} \tag{3.1-9}$$

$$\theta = \Theta\, e^{i\omega t} \tag{3.1-10}$$

substituindo-se 3.1-2, 3.1-9, 3.1-10 em 3.1-6 obteremos as duas frequências próprias do sistema, dadas por:

$$\omega^2_{1,2} = 2K\, \frac{1/3L^2M+J_a-LGM \pm \sqrt{(1/3L^2M+J_a-LGM)^2 - 1/3L^2(MJ_a-G^2M^2)}}{MJ_a - M^2G^2} \tag{3.1-11}$$

As figuras 52 e 53 mostram os dois modos de vibrar do sistema proposto.

Considera-se que para vibrações forçadas, o deslocamento a que o sistema está sujeito é dado por:

$$u = U\, e^{i\Omega t} \tag{3.1-12}$$

Desprezando-se a inércia própria da presilha de fixação, podemos expressar a força transmitida ao cabo pelo amortecedor, pela seguinte equação:

$$F_t = 2M(\ddot{x} + G\ddot{\theta}) \qquad (3.1\text{-}13)$$

O fator 2 em (3.1-13) é devido ao fato de estarmos considerando as duas metades do amortecedor Stockbridge, agindo conjuntamente.

De uma conveniente aplicação das equações 3.1-4, 3.1-5, 3.1-7, 3.1-8 e 3.1-12 em e.1-13 temos que:

$$F_t = 2\,M\,U\,\Omega^2\,\frac{A + i\,B}{H} \qquad (3.1\text{-}14)$$

onde

$$A = -K_{xx}\S^2M^3\Omega^6 + \S\,|(1+\mu^2)\,K_{xx}h + (1-\mu^2)e|\,M^2\Omega^4 -$$

$$e(1+\mu^2)\,(h + \S\,K_{xx})\,M\,\Omega^2 + (1+\mu^2)^2\,e^2 \qquad (3.1\text{-}15)$$

$$B = -M\mu\,\Omega^2\,|\,K_{xx}\S^2M^2\Omega^4 - 2\,e\,\S M\Omega^2 + e(1+\mu^2)\,(h - K_{xx}\S)| \qquad (3.1\text{-}16)$$

$$H = \S^2M^4\Omega^8 - 2\S M^3h\Omega^6 + |(1+\mu^2)\,h^2 + (1+\mu^2)\,2\,e\,\S|\,M^2\Omega^4 -$$

$$2\,e\,h\,(1+\mu^2)\,M\,\Omega^2 + (1+\mu^2)^2\,e^2 \qquad (3.1\text{-}17)$$

$$\S = \frac{J_a}{MG^2} - 1 \qquad (3.1\text{-}18)$$

$$h = K_{xx}\,(1 + \gamma) + \frac{K_{\theta\theta}}{G^2} - 2\,\frac{K_{\theta x}}{G} \qquad (3.1\text{-}19)$$

$$e = \frac{K_{xx}\,K_{\theta\theta} - K_{\theta x}^2}{G^2} \qquad (3.1\text{-}20)$$

A equação 3.1-14 , fornece a possibilidade de se computar as forças transmitidas, ângulos de fase e a potência de qualquer amortecedor Stockbridge, desde que certos parâmetros básicos sejam conhecidos.

Na (fig. 54) temos o módulo dinâmico (F_t/u) e a fase entre a força transmitida e o deslocamento, plotado da expressão analítica (equação 3.1-14) e do ensaio experimental, conforme a metodologia proposta no Cap.II.

Considerando a não linearidade do amortecedor Stockbridge, é de grande importância a coincidência entre as curvas da figura(54), mostrando a validade do sistema linear adotado, para pequenas amplitudes de vibração.

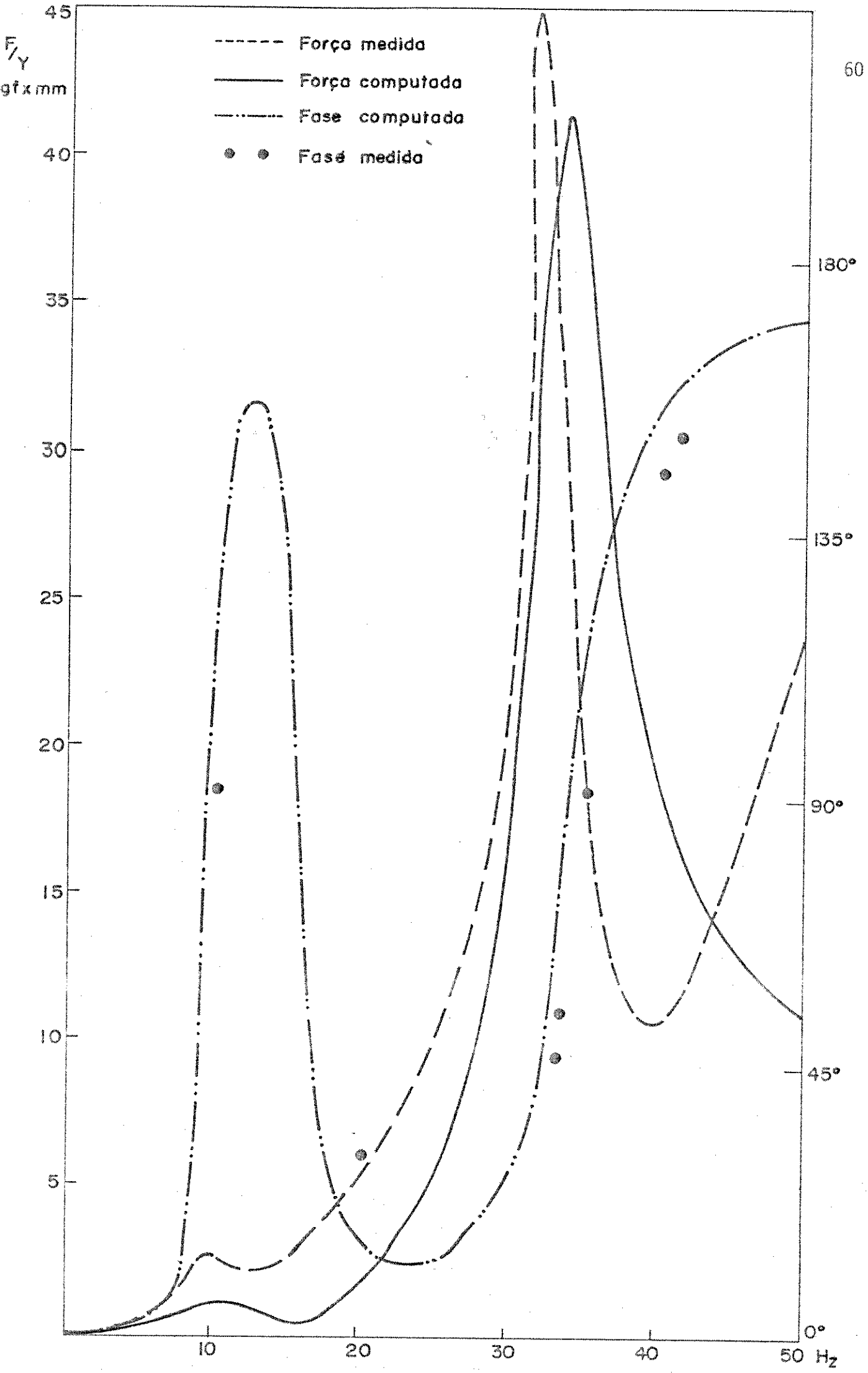


Fig. 54 - Modulo dinâmico e ângulo de fase para o amortecedor Stockbridge.

3.2 - Ensaios experimentais

Os objetos dos ensaios foram determinar o módulo dinâmico do amortecedor Stockbridge como uma função da frequência, o amortecimento do sistema, as frequências de ressonância e a energia dissipada por ciclo, aplicando-se a metodologia proposta no cap. II.

Visando ainda proporcionar uma comparação entre amortecedores de tipos e marcas diferentes, sem incorrer em possíveis problemas de ética comercial identificamos os amortecedores Stockbridge fornecidos por indústrias diferentes, através das letras A e B. Deste modo estaremos aplicando uma metodologia de ensaio, a amortecedores Stockbridge tipo A e B e a um amortecedor Linear salientando que apesar das características físicas diferentes os tres dispositivos ensaiados são recomendados pelos fabricantes para um mesmo diâmetro de condutor (ACSR 477 - ø 22,5 mm). Os ensaios experimentais para a identificação - de parâmetros, com a finalidade de testar o modelo teórico proposto em 3.1 , foram realizados somente para o amortecedor B.

Os amortecedores foram conectados à uma barra cilíndrica a qual apresentava-se engastada a um excitador eletromagnético através de uma célula de carga (fig.s 48 e 55).

O excitador eletromagnético utilizado, possue dois sistemas de suspensão independentes, os quais logicamente fornecem duas frequências de ressonância do próprio excitador.

A regulagem dessas suspensões é feita manualmente, através de um dial, e o fabricante fornece quais são as frequências de ressonância para as duas faixas de trabalho. Porém, como essas frequências podem apresentar uma pequena variação, de acordo com o carregamento, resolvemos instalar um acelerômetro da base do excitador para aumentar a confiabilidade das medidas. Deste modo pudemos ter certeza que a base do excitador permaneceu estática durante todo o ensaio, pois assim que notávamos a presença de algum sinal oriundo do acelerômetro da base, trocávamos de suspensão.

Por razões de utilização geral ou construtivas, ambas as frequências de ressonância do excitador, estão dentro da faixa de varredura do nosso ensaio (0 a 50 Hz).

O que nos impossibilitou de utilizar a técnica de varredura automática, com registro simultâneo. Deste modo as frequências e amplitudes, foram reguladas manualmente através do sinal fornecido pelo acelerômetro instalado na plataforma oscilante.

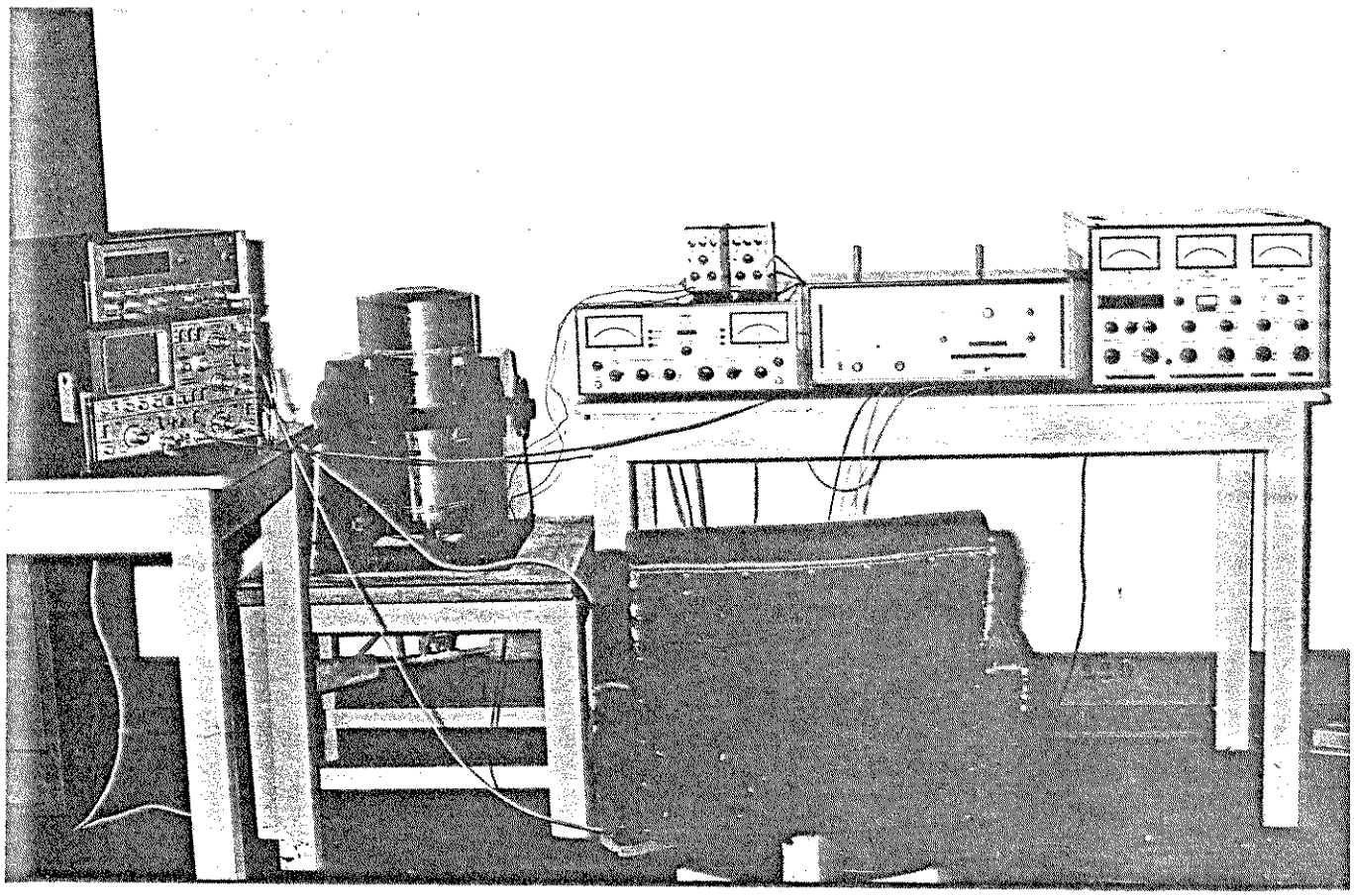


Fig. 55 - Equipamento utilizado para medir as características dinâmicas dos amortecedores de vibração.

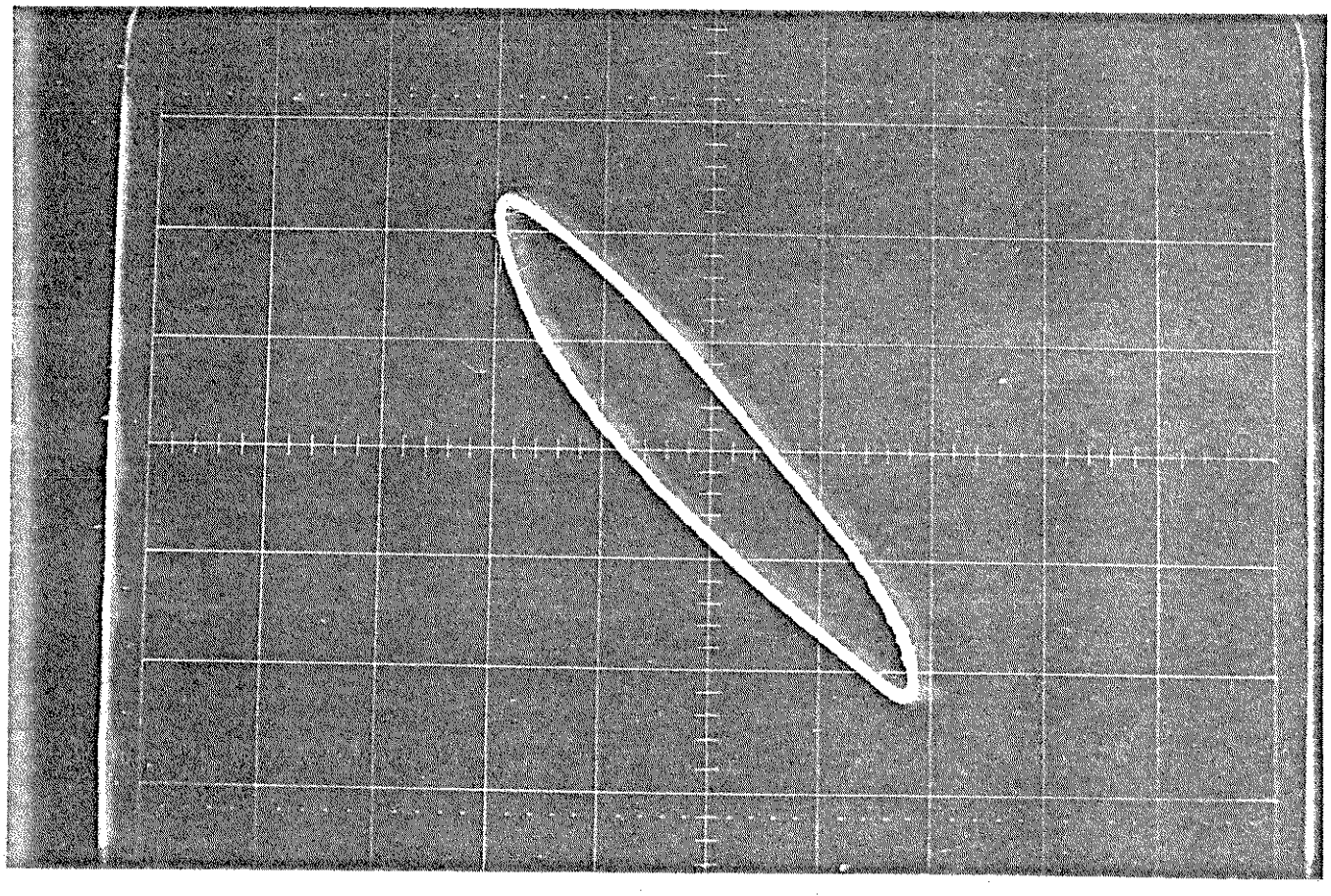


Fig. 56 - Exemplo do registro fotográfico de uma elipse.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

Os deslocamentos fornecidos pelo excitador variaram dentro da faixa de 0,1 a 1,5 mm(pico a pico) mantidos porém constantes para cada varredura das frequências. Salientamos que esta faixa de deslocamento não pode ser aumentada por limitações da célula da carga adotada e não do excitador eletromagnético ou dos dispositivos amortecedores. Atualmente estamos construindo uma célula de carga , mais robusta e também de grande sensibilidade, a qual nos permitirá verificar até que limites de amplitude o amortecedor Stockbridge poderá ser representado por um modelo linear.

O sinal proveniente da célula de carga, depois de convenientemente - amplificado foi levado a um multimetro digital (fig. 55) e à placa y de um osciloscópio. Convém observar que tanto a massa do acoplamento da barra cilindrica como uma parte da massa do dinamômetro, fornecem um pequeno sinal correspondente as forças inerciais dessas massas, o qual inevitavelmente se soma ao sinal que desejamos medir. Porém um levantamento prévio de uma curva das forças inerentes ao processo de medição, nos permite fazer a correspondente subtração em relação à curva levantada para cada amortecedor. Observamos ainda que a magnitude dessas forças na média, para cada frequência de excitação, nunca ultrapassa tres por cento do valor medido.

O sinal proveniente do acelerômetro da base oscilante, depois de amplificado, além de ser registrado no controlador de excitação, (figs. 48 e 55) é também levado à placa X do osciloscópio anteriormente citado.

As ampliações das voltagens correspondentes às forças e aos deslocamentos, foram ajustadas no osciloscópio, de modo a propiciar amplitudes iguais, formando elipses que possibilitaram a medição do ângulo de fase das forças - transmitidas conforme a relação exibida no Apêndice III.

Estas elipses foram fotografadas (fig. 56), e posteriormente tiveram suas áreas planimetradas, fornecendo conforme explicamos no Apêndice II a energia dissipada por ciclo, para cada frequência de excitação do amortecedor ensaiado.

As figuras (57 e 58) apresentam os gráficos respectivamente dos módulos dinâmicos e das energias dissipadas por ciclo para cada frequência de excitação dos amortecedores Stockbridge A e B. Apesar das forças e energias máximas correspondentes aos dois amortecedores, apresentarem a mesma ordem de grandeza, as curvas evidenciam um melhor desempenho do amortecedor "A" em baixas frequências. Porém é de principal importância o fato das frequências de ressonância de cada amortecedor diferirem, tanto no primeiro como no segundo modo de

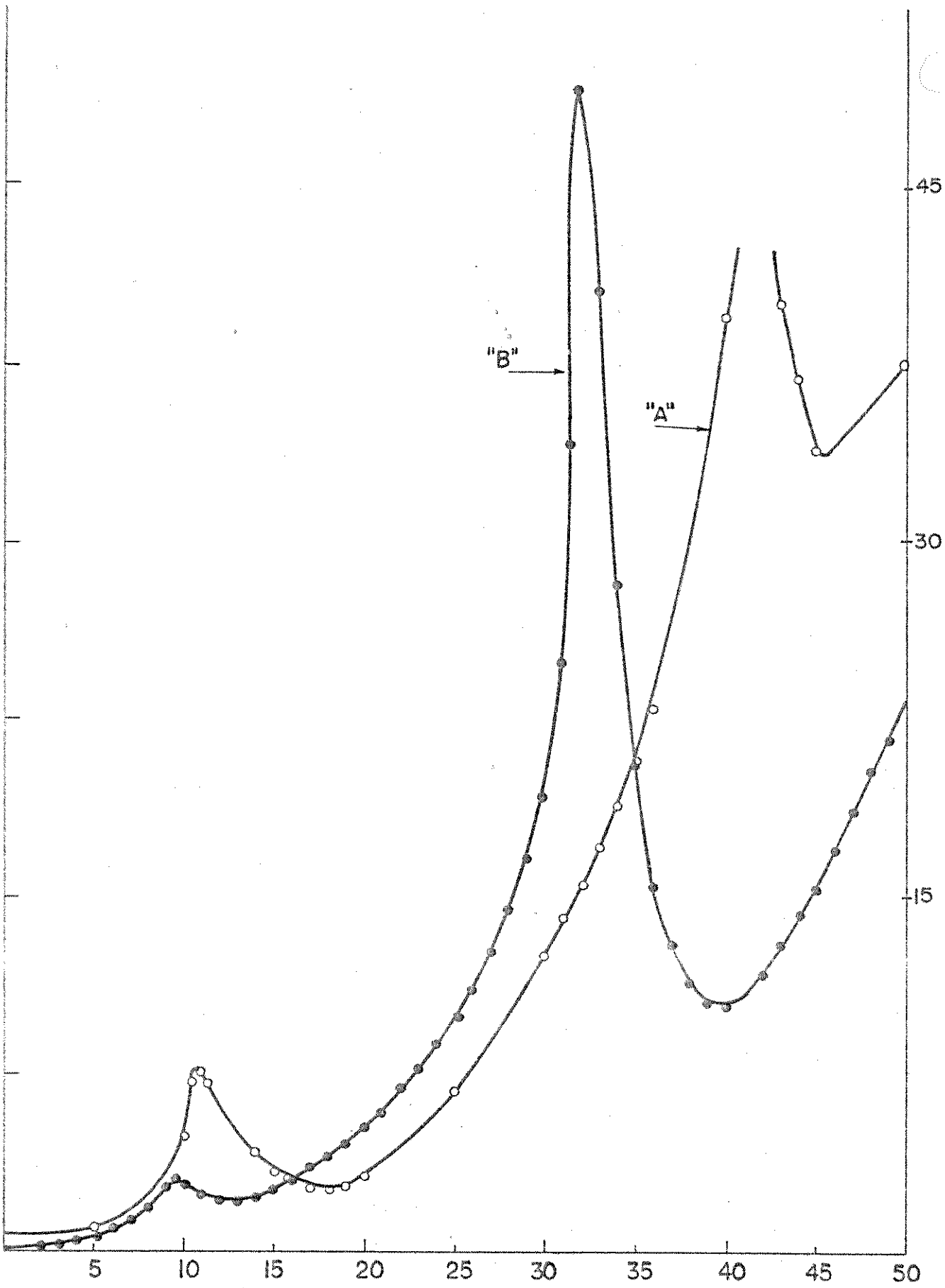


Fig. 57 - Módulo dinâmico dos amortecedores "A" e "B"

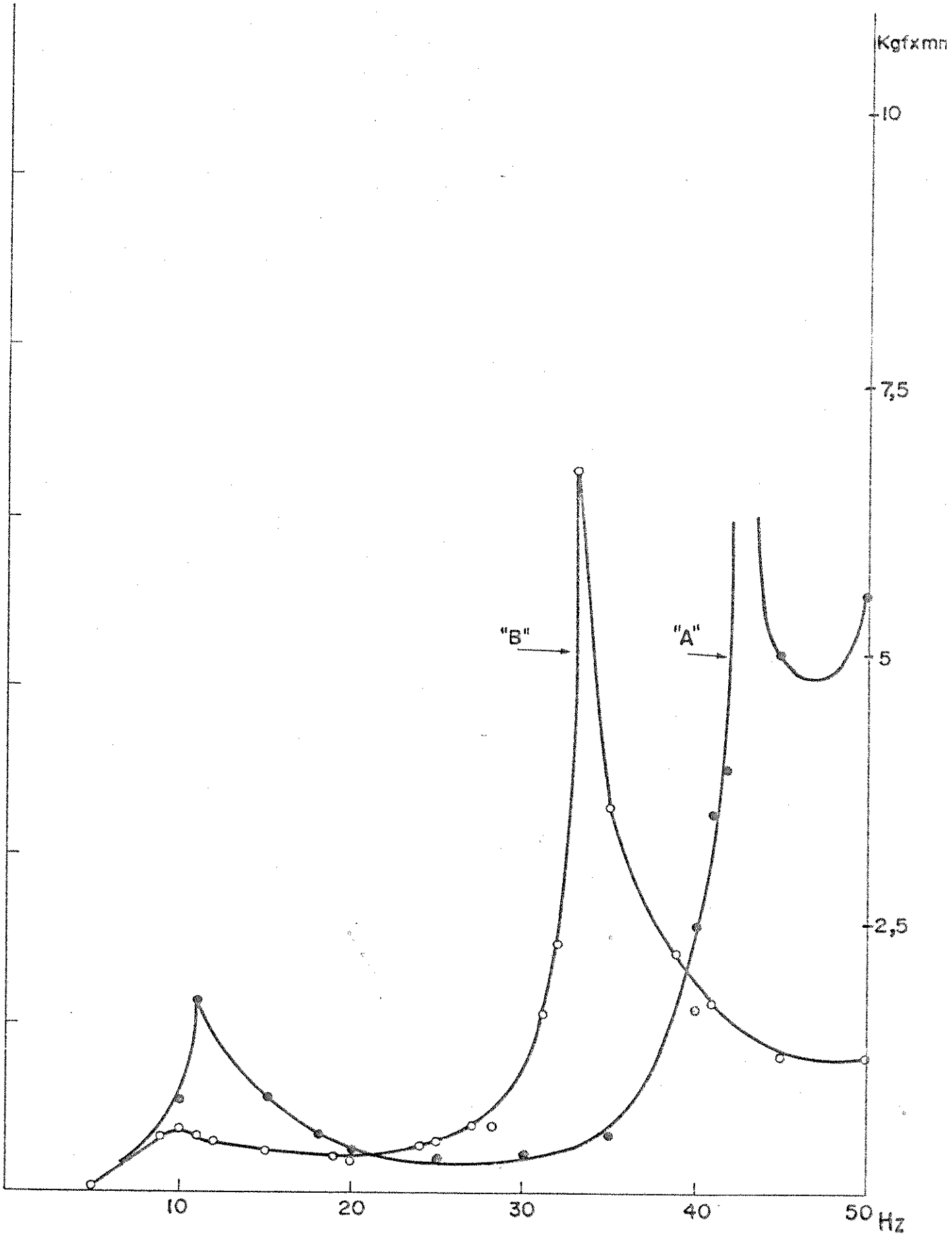


Fig. 58 - Energia dissipada por ciclo para os amortecedores "A" e "B"

vibrar, apesar das especificações dos fabricantes recomendarem os citados dispostitivos, para uma mesma linha de transmissão. O que justifica a necessidade de uma melhor especificação das características dos amortecedores por parte das companhias fornecedoras, com a finalidade de propiciar aos compradores uma adequada seleção de especimens. Visando principalmente a coincidência das frequências principais do amortecedor, com as frequências das vibrações eólicas de maior incidência nos vãos onde serão instalados tais dispositivos.

A (fig. 59) mostra a variação do módulo dinâmico do amortecedor B , quando variamos a amplitude de excitação.

O gráfico é de especial importância, evidenciando através das curvas obtidas para cada valor da amplitude do deslocamento, as características da vibração não linear do sistema. Conforme o gráfico mostra estas características tornam-se mais evidentes ao aumentar-se as amplitudes de deslocamento. No presente trabalho assim como em {07} e {48} , as amplitudes máximas de deslocamentos (da ordem de 1 mm pico a pico) utilizadas durante os ensaios são consideravelmente menores que as amplitudes máximas das vibrações eólicas em cabos condutores, onde o limite máximo é o próprio diâmetro do condutor (geralmente dentro da faixa de 16 a 40 mm). Tal consideração questiona a validade do modelo linear apresentado em {07} e {48} , e por nós adotado, quanto a uma possível consideração do amortecedor Stockbridge, como parte de um sistema dinâmico, onde a magnitude das amplitudes de vibração do cabo condutor em teste são correspondentes as obtidas através de registros em campo. Torna-se evidente a necessidade de se efetuar testes com tais amplitudes de deslocamento.

As figuras 60 e 61 mostram para determinadas frequências a variação da energia dissipada por ciclo pelos amortecedores A e B para diferentes amplitudes de excitação. As grandes inclinações das curvas correspondentes a frequências próximas as frequências de ressonância, comparadas com as relativamente pequenas inclinações nas demais frequências mostram que dentro da faixa de deslocamentos em que foram realizados os ensaios (0,4 a 1,0 mm) as frequências naturais do sistema permanecem claramente distinguíveis.

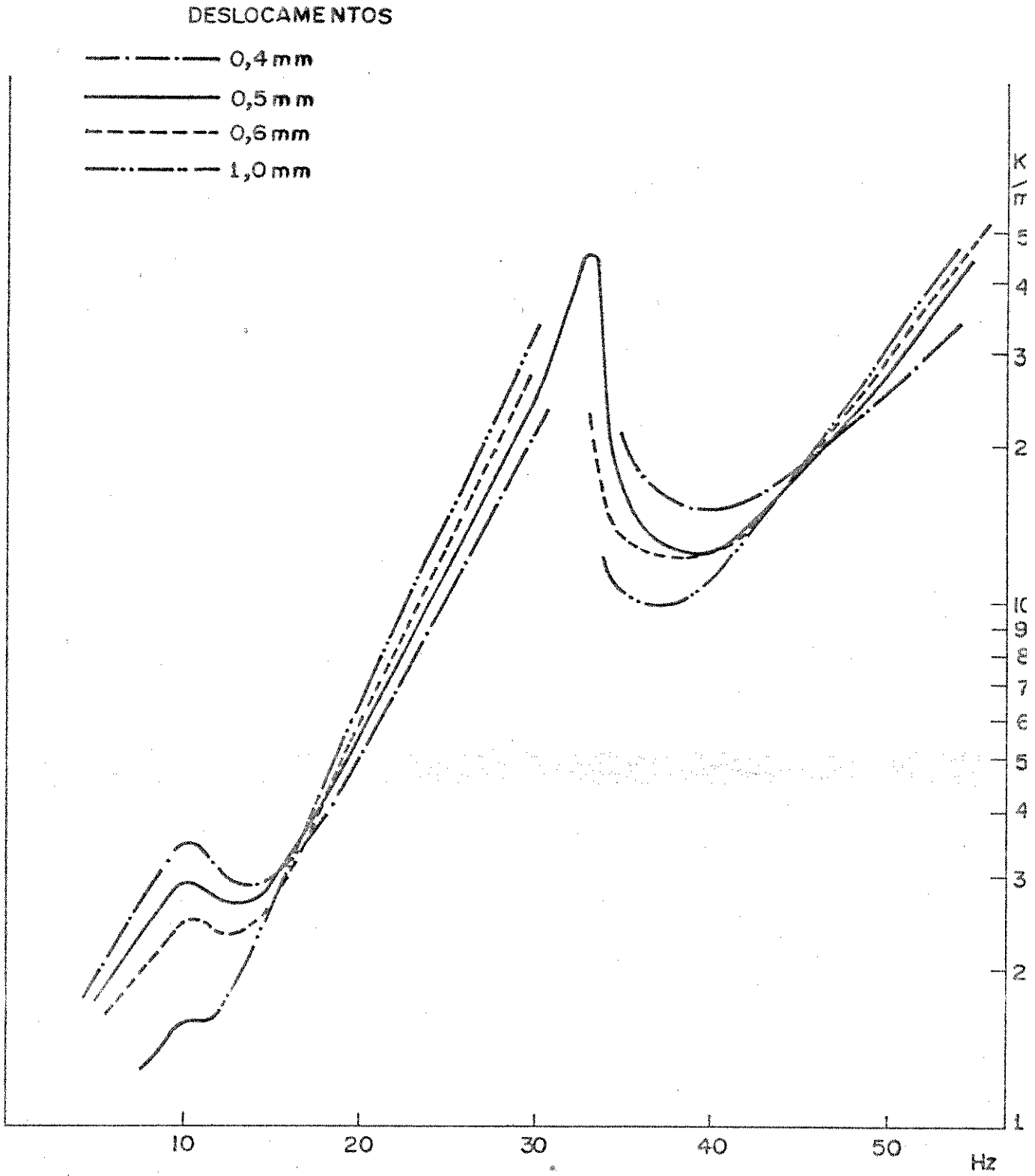


Fig. 59 - Módulo dinâmico do amortecedor Stockbridge "B" para para diferentes amplitudes de deslocamento.

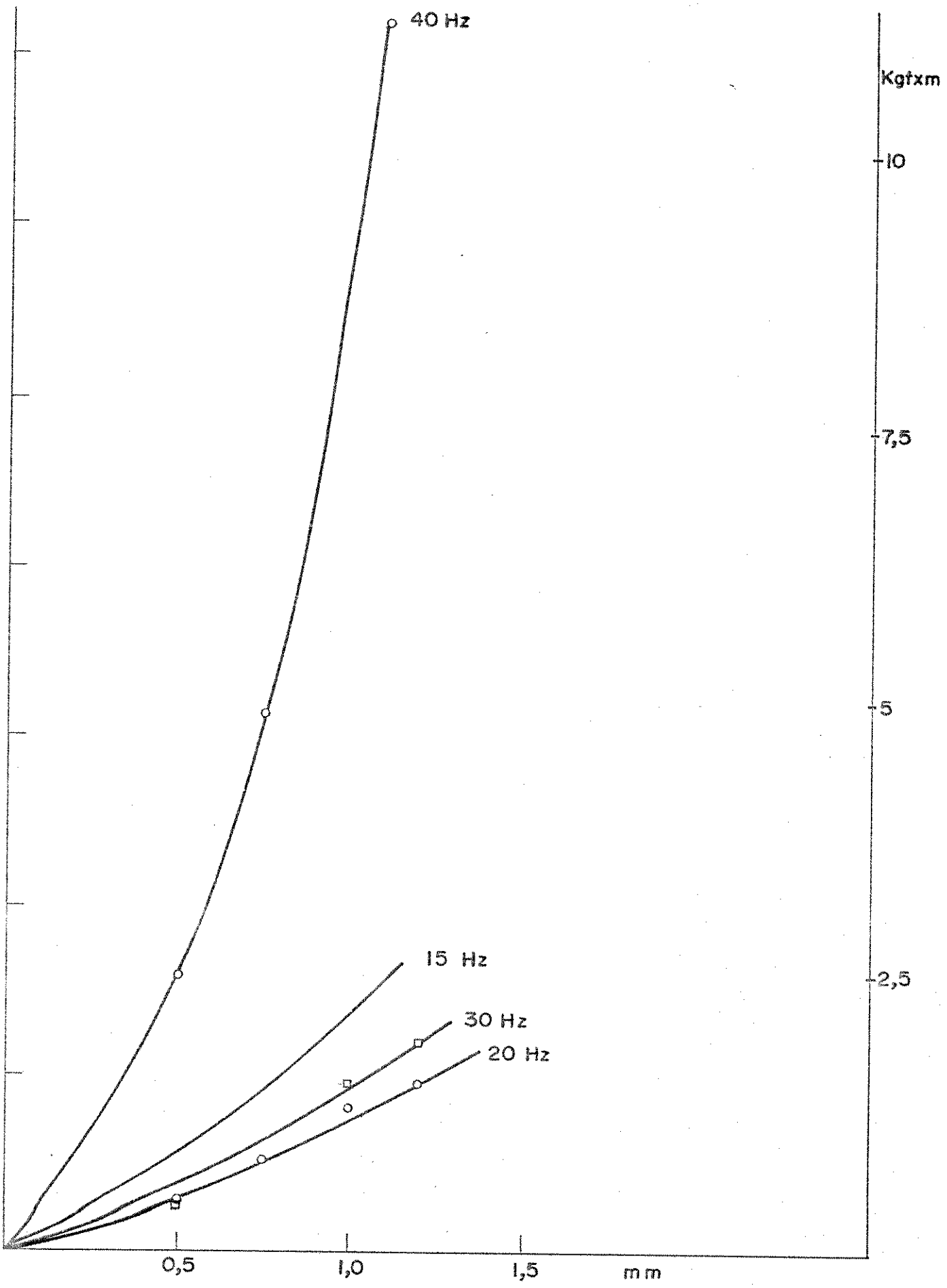


Fig. 60 - Energia dissipada por ciclo para o amortecedor "A".

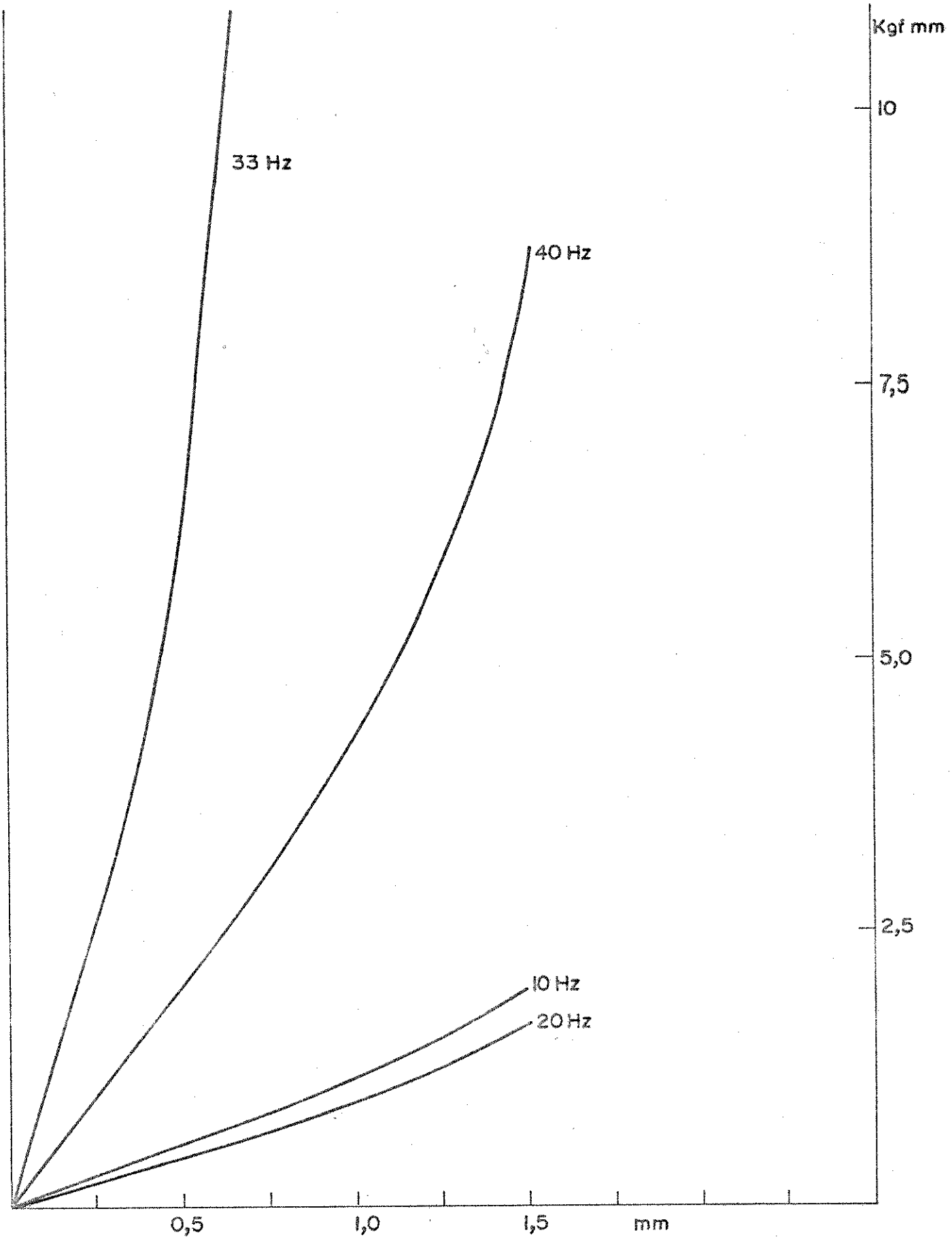


Fig. 61 - Energia dissipada por ciclo para o amortecedor "B".

3.3 - Identificação de parâmetros

3.3.1. Frequências Naturais

Analiticamente, através do tratamento do amortecedor Stockbridge como um sistema de dois graus de liberdade a equação 3.1-11 determina as frequências naturais para o sistema não amortecido. Experimentalmente foi usado o método das vibrações forçadas para se encontrar as duas frequências de ressonância.

Ao se fazer a varredura das frequências de excitação (0 a 50 Hz) para um mesmo deslocamento, as reatâncias dinâmicas fornecem módulos máximos nas frequências de ressonância (fig. 57). Diversas amplitudes de deslocamento foram adotadas e os valores das frequências de ressonância obtidos obedeceram a equação 3.1-11 com grande precisão.

Para o amortecedor "B" as frequências de ressonância determinadas experimentalmente foram 9,4 e 32,0 Hz, (fig. 57) enquanto que os valores computados pela equação 3.1-11 fornecem 9,03 Hz e 31,5 Hz, respectivamente.

Parafraseando {48} deve ser lembrado que as duas frequências citadas, correspondem aos dois modos, o primeiro para "translação" e o segundo para uma "rotação" da massa suspensa. Estes dois modos apresentam ao longo do comprimento do cabo mensageiro, pontos com deflexão zero e são aparentemente - pontos nodais (figs. 52 e 53).

Para o primeiro modo este ponto nodal ocorre na massa do amortecedor ao lado da presilha de fixação e para o segundo modo ele ocorre nas imediações do engastamento da massa oscilante, ao cabo mensageiro.

O fato de existirem dois pontos nodais diferentes comprova claramente a existência de dois modos distintos de vibração e justifica o desenvolvimento teórico apresentado.

Pode ser assumido {07} {48} , que nas proximidades das frequências de ressonância, o amortecedor Stockbridge, comporta-se (dentro de uma aproximação de primeira ordem) como um sistema de um grau de liberdade, com um próprio.

O amortecedor é considerado no primeiro modo de vibrar, como uma barra engastada com a massa oscilante concentrada no centro de gravidade e no segundo modo, como uma barra engastada possuindo um disco na sua extremidade livre, o qual pode somente girar em torno de um eixo passando pelo centro de gravidade e possuindo o mesmo momento de inércia da massa oscilante.

Com estas considerações a frequência natural do sistema representativo do primeiro modo de vibrar é dada por:

$$\omega_1' = \sqrt{\frac{K}{m}} \qquad (3.3.1\text{-}1)$$

e do segundo modo por:

$$\omega_2' = \sqrt{\frac{K_{\theta\theta}}{J_o}} \qquad (3.3.1\text{-}2)$$

Os valores das frequências naturais obtidos segundo 3.3-1 e 2 para o amortecedor em análise foram 9,66 Hz e 29,40 Hz respectivamente.

3.3.2 - Momento de Inércia

A determinação do momento de inércia (J_a) foi realizada pelo método do pêndulo. Com a finalidade de se obter resultados de grande precisão, procuramos reduzir os atritos inerentes ao ensaio, a um mínimo. Deste modo a massa do amortecedor foi furada de lado a lado, com uma broca de 1,6 mm de diâmetro e através desses furos doi passado um arame de aço de 1 mm de diâmetro (fig. 62). Nesta montagem, a massa foi colocada para oscilar, tendo sido medida a frequência natural (ν) do arranjo.

Conhecendo-se o valor da massa do amortecedor e medindo-se cuidadosamente a distância (a) (fig. 62) do pivotamento ao centro de gravidade, podemos determinar o torque pseudo-elástico, dado para pequenos ângulos por:

$$M_t = M_a\ g\ a\ \text{sen}\Phi = m_a\ g\ a\ \Phi \qquad (3.3.2\text{-}1)$$

e

$$K_t = \frac{M_t}{\Phi} = m_a\ g\ a \qquad (3.3.2\text{-}2)$$

donde a frequência natural é dada por:

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \quad \frac{m_a g a}{J_1} \qquad (3.3.2\text{-}3)$$

onde J_1 é o momento de inércia de massa, para o ponto 1 (fig. 62).

Pelo teorema de Steiner

$$J_1 = J_o + m\ a^2 \qquad (3.3.2\text{-}4)$$

$$J_o = J_1 - m\ a^2 = \frac{m\ g\ a}{4\pi^2\nu^2} - m\ a^2 = \frac{m\ a}{4}\ \left(\frac{g}{f^2\pi^2} - 4\ a\right) \qquad (3.3.2\text{-}5)$$

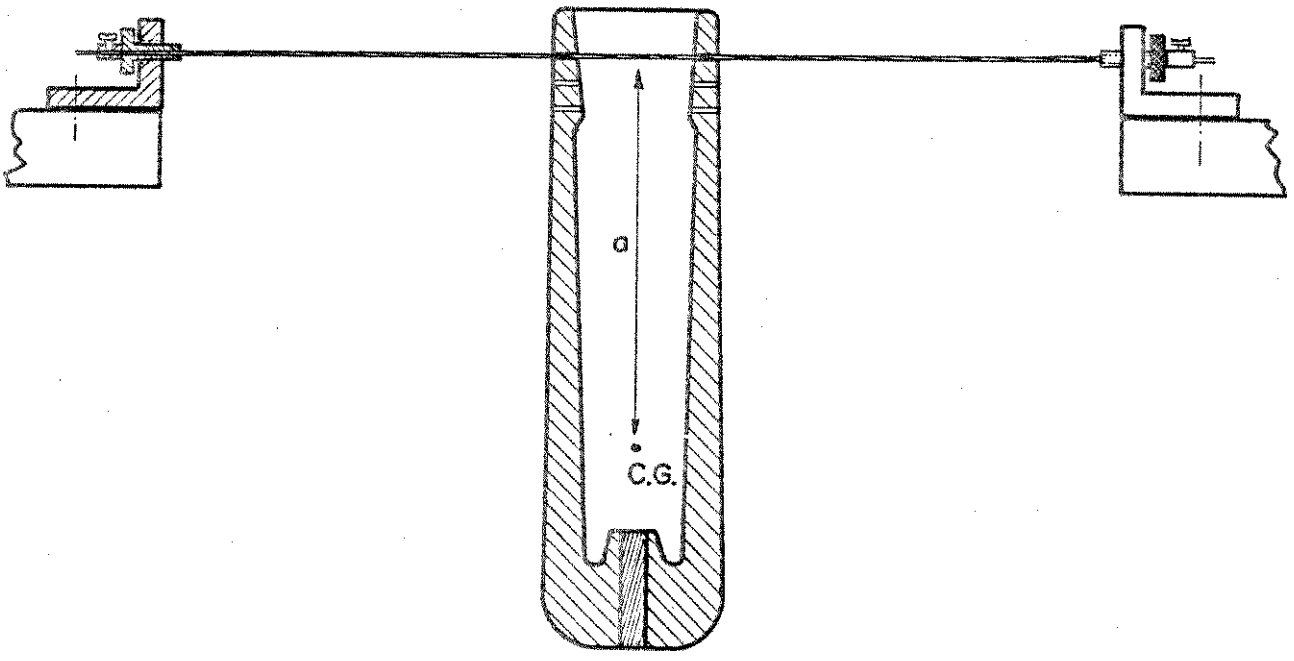


Fig. 62 - Determinação experimental do momento de inércia (Ja)

Foram realizadas várias medições das frequências de oscilação para cada altura de furação.

O método mostrou ser confiável, dada a alta reprodutividade do ensaio, com valores perfeitamente compatíveis para cada posicionamento do pêndulo.

O valor de J_o e J_a obtidos foram respectivamente $7{,}0 \times 10^{-4}$ e $7{,}2 \times 10^{-4}$ U.T.M . m^2 .

3.3.3 - Coeficiente de mola equivalente

Em {48} os autores revelam que o valor coeficiente de mola equivalente (K) de uma cordoalha pode ser determinado pela inclinação da curva de deflexão estática. A qual pode ser obtida experimentalmente, carregando-se a extremidade livre de uma cordoalha engastada onde uma das massas do amortecedor Stockbridge é removida, e medindo-se a deflexão nesta extremidade. É assumida a relação

$$K = 3 E_C I_C / L^3$$

e os autores afirmam que o valor de K é substancialmente uma constante dentro de uma certa faixa de carregamento.

Realizamos o citado ensaio para um cabo "mensageiro", compostos de 6 tentos individuais, enrolados sobre um tento central com ângulo de hélice ($\cong 15^o$). O diâmetro total da cordoalha era de 9 mm e o diâmetro dos tentos individuais 3 mm, coincidindo com os diâmetros citados em {48} .

O ensaio forneceu uma curva (fig. 63) com características de histerese, obtida através de um carregamento progressivo, sucedido de um descarregamento também progressivo.

Com a finalidade de confirmar a validade de se adotar uma média dos valores da figura 63 , resolvemos realizar as medições da rigidez ($E_C I_C$) da cordoalha, dinamicamente.

De modo a minimizar os efeitos de atrito as medidas da rigidez ($E_C I_C$) foram realizadas para altas frequências e baixas amplitudes. O sistema foi considerado como de um grau de liberdade, qual seja, uma viga com uma massa concentrada na extremidade livre, de tal modo que a massa própria da cordoalha pudesse ser desprezada.

Uma primeira medida foi fornecida pela primeira frequência de ressonância, isto é, considerando a massa da extremidade como a própria massa oscilante do amortecedor. As demais medidas foram efetuadas também dinamicamente, colocando-se massas de 400 e 800 gramas na extremidade livre da cordoalha e pesquisando-se a primeira frequência de ressonância (fig. 64).

O valor do coeficiente de mola equivalente (K) obtido foi 700 $kgf.m^{-1}$ logo

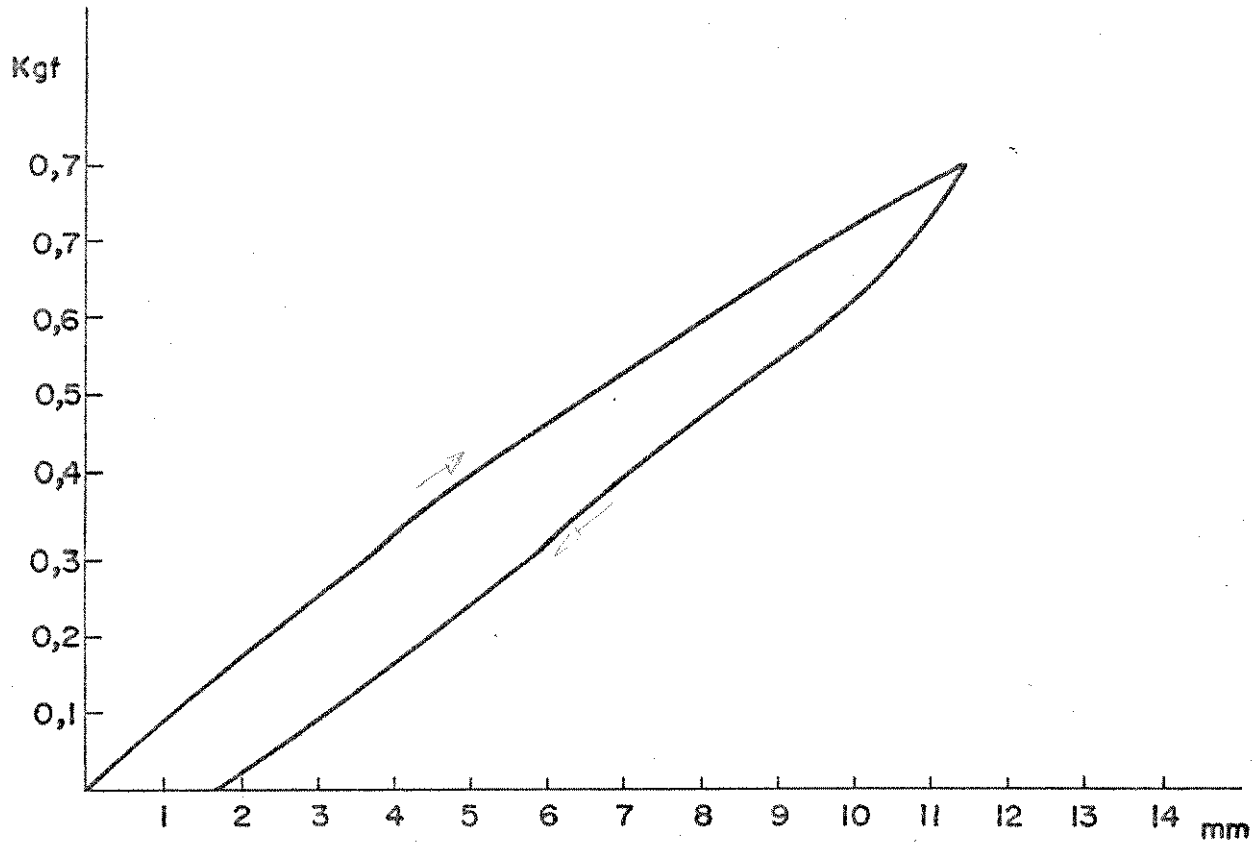


Fig. 63 - Curva carga - deflexão para o cabo "mensageiro" do amortecedor "B"

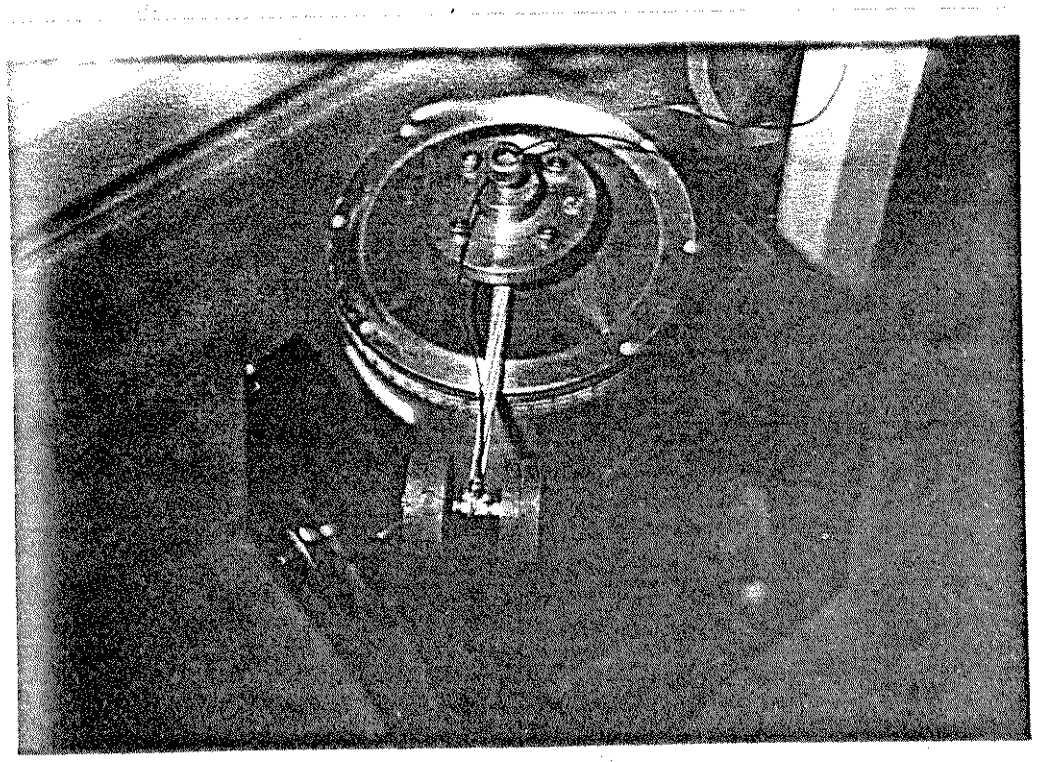


Fig. 64 - Medição dinâmica da rigidez do cabo mensageiro.

K_{xx} = 2.800,00 kgf m^{-1}

$K_{\theta x}$ = 224,00 kgf

$K_{x\theta}$ = 224,00 kgf

$K_{\theta\theta}$ = 23,89 kgf m

Como justificativa da precisão do valor obtido, temos a ressaltar - que quando computado na equação 3.1.11 os valores das frequências de ressonância, tanto no primeiro modo, como no segundo modo, apresentaram-se totalmente compatíveis com os valores obtidos experimentalmente no ensaio de excitação do amortededor Stockbridge. Também os valores obtidos através das equações - 3.3.1-1 e 3.3.1-2 mostraram-se compatíveis com os valores anteriormente citados, conforme é relatado no item 3.3.1.

3.3.4 - Amortecimento

O conhecido "método de decremento" foi adotado para medir o amortecimento presente na cordoalha de amortecedor Stockbridge. O termo comumente usado em conecção com o método do decremento é o decremento logarítmico o qual pode ser definido com o logarítmo natural da relação entre as amplitudes de dois ciclos sucessivos de vibração ou

$$\delta = \frac{1}{n} \ell n \frac{A_o}{A_n} \qquad (3.3.4\text{-}1)$$

onde

n = número de ciclos
A_o = amplitude num tempo t_o
A_n = amplitude n ciclos depois de t_o

Como resulta da própria definição, o decremento logaritmico (δ) é uma constante adimensional e admitindo-se a hipótese de amortecimento viscoso, relaciona-se com a constante de amortecimento μ ,também adimensional através da equação:

$$\mu \cong \delta/\pi \qquad (3.3.4\text{-}2)$$

onde assumimos

$$\mu = \delta/\pi \qquad (3.3.4\text{-}3)$$

Com a finalidade de obtermos o valor de δ , a massa oscilante foi cortada junto ao ponto de engastamento com o cabo mensageiro. De tal modo que a cordoalha permaneceu armada, com uma massa desprezível no ponto de amarração (fig. 65). Tal procedimento, nos permite afirmar que o ângulo de hélice do enrolamento, bem como as posições relativas dos tentos individuais, permaneceram -

inalterados na desmontagem do amortecedor Stockbridge. Nestas condições, a cordoalha foi engastada a uma base inercial através da própria presilha do amortecedor.

As figuras 65 e 66 mostram a montagem dos dispositivos utilizados , bem como a fig. 67 ilustra o procedimento de ensaio.

Um acelerômetro de pequenas dimensões, colocado na extremidade livre da cordoalha, gera um sinal quando esta é colocada em vibração livre a flexão . O sinal proporcional a aceleração é levado a dois osciloscópios (fig. 64),preparados para disparar com o mesmo nível de sinal e com a mesma velocidade de varredura. A tela de um deles é coberta com uma coifa, onde é instalada uma máquina fotográfica, cujo tempo de exposição é regulado conforme a varredura do osciloscópio. O outro osciloscópio funciona como monitor {34} .

As medidas das amplitudes das vibrações, foram realizadas num projetor de perfis.

A figura 68 corresponde a uma das medições realizadas, para o amortecedor "B" , as quais forneceram um valor de $\delta = 0{,}379$, consequentemente $\mu = 0{,}12$.

Logo

$$h_{xx} = 336{,}00 \quad \text{kgf m}^{-1}$$

$$h_{\theta x} = 26{,}88 \quad \text{kgf}$$

$$h_{\theta\theta} = 26{,}88 \quad \text{kgf}$$

$$h_{x\theta} = 2{,}87 \quad \text{kgf m}$$

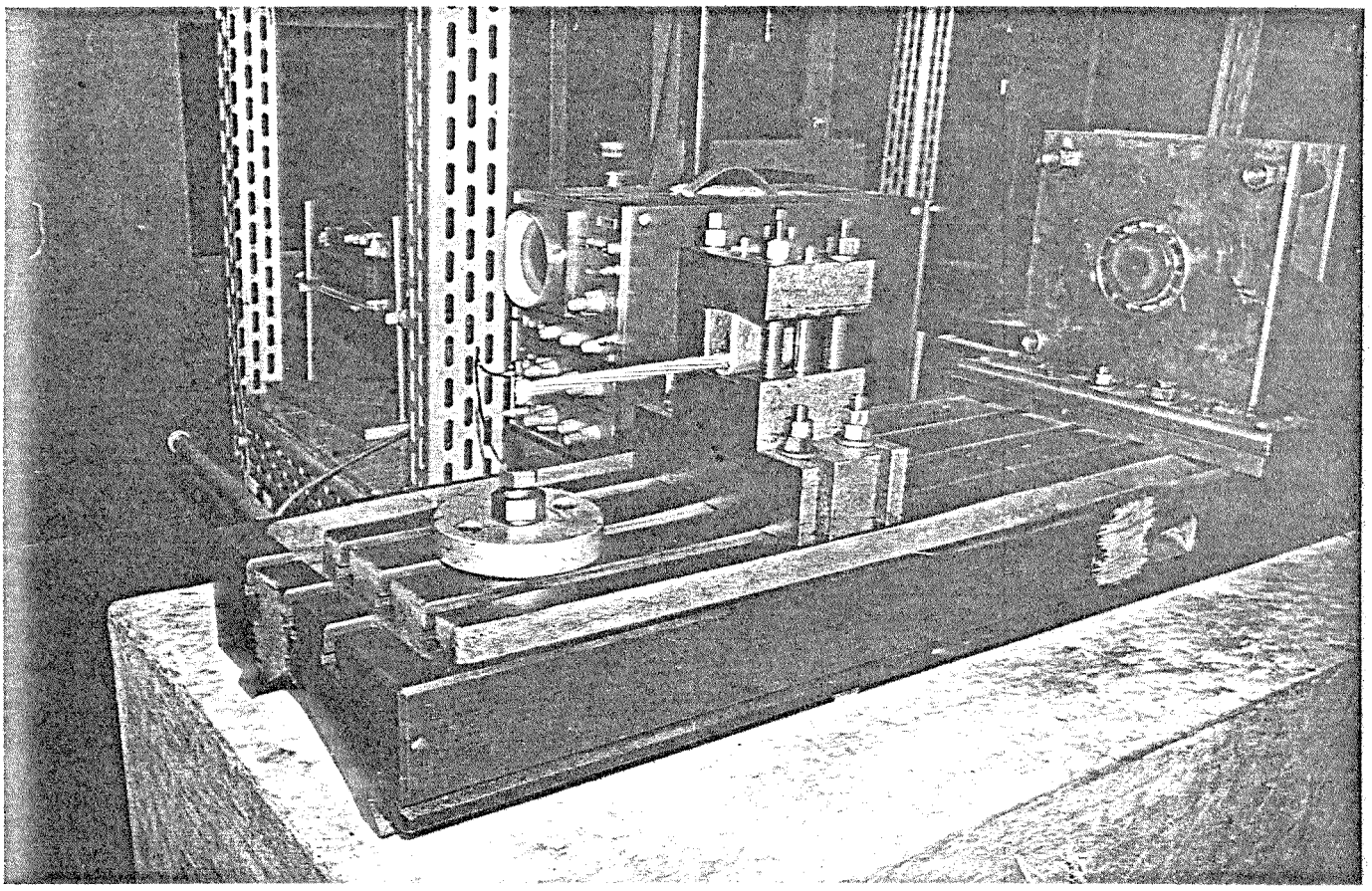


Fig. 65 - Montagem dos equipamentos e dispositivos utilizados para medição da constante de amortecimento. Vista 1

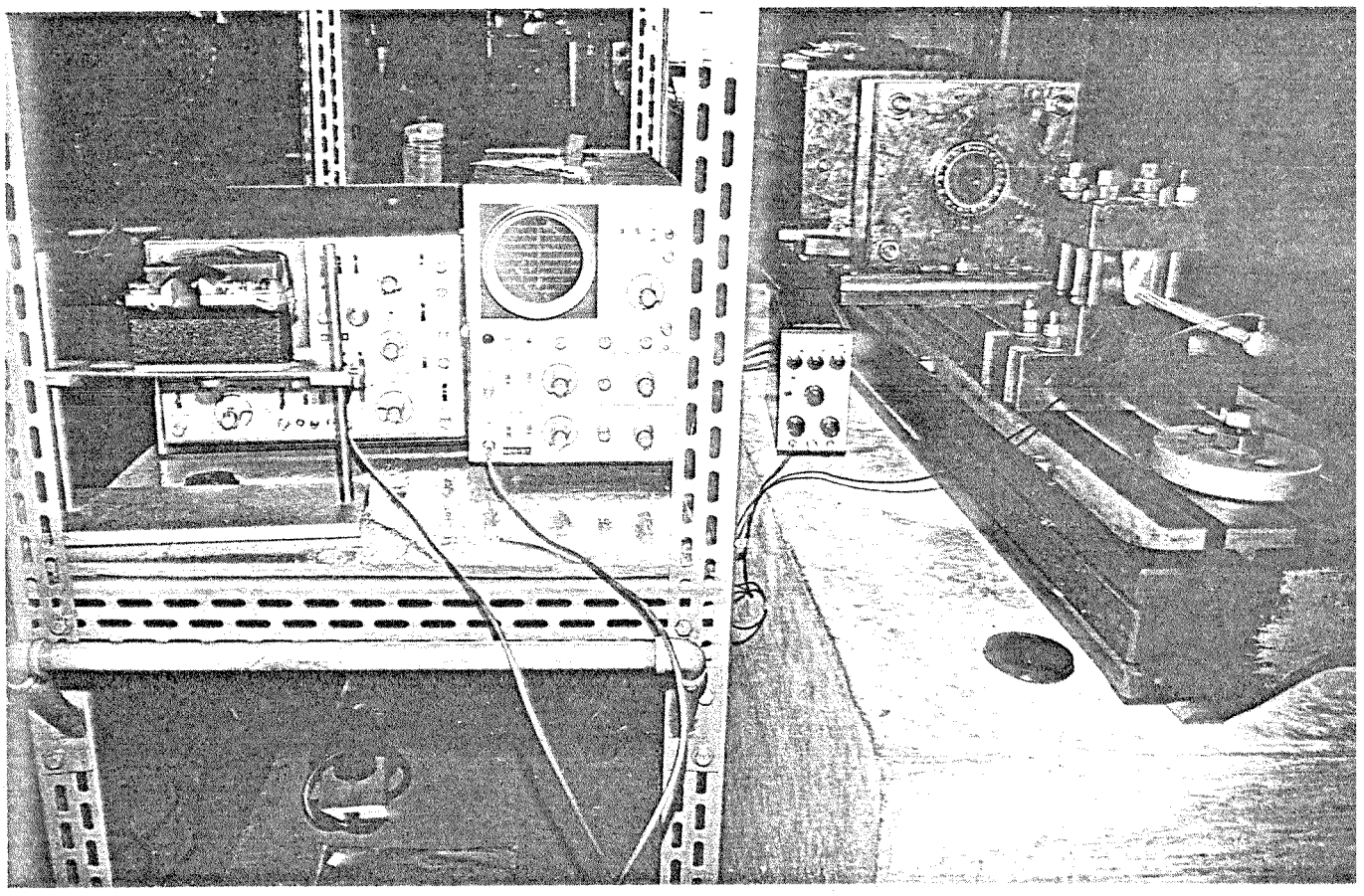


Fig. 66 - Montagem dos equipamentos e dispositivos utilizados para medição da constante de amortecimento. Vista 2.

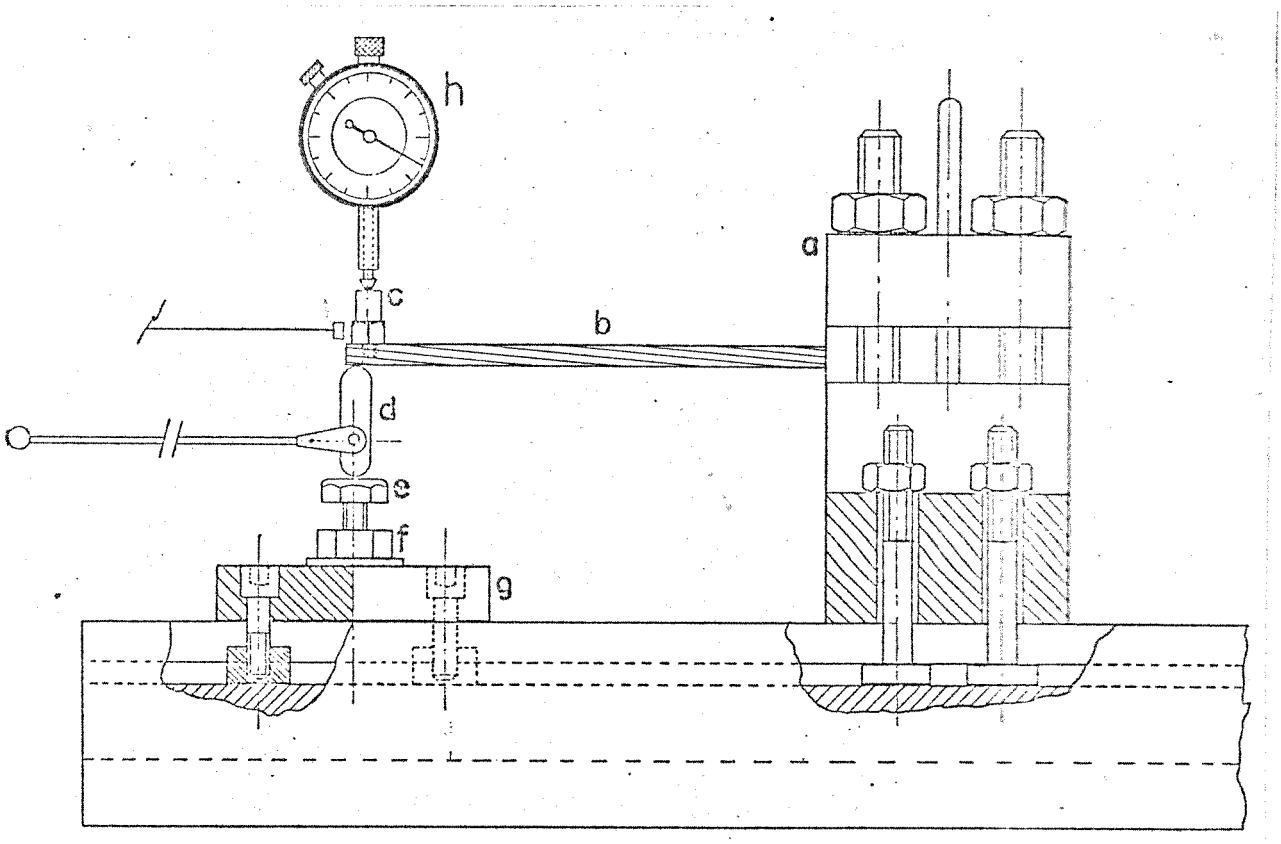


Fig. 67 - Ilustração do ensaio.

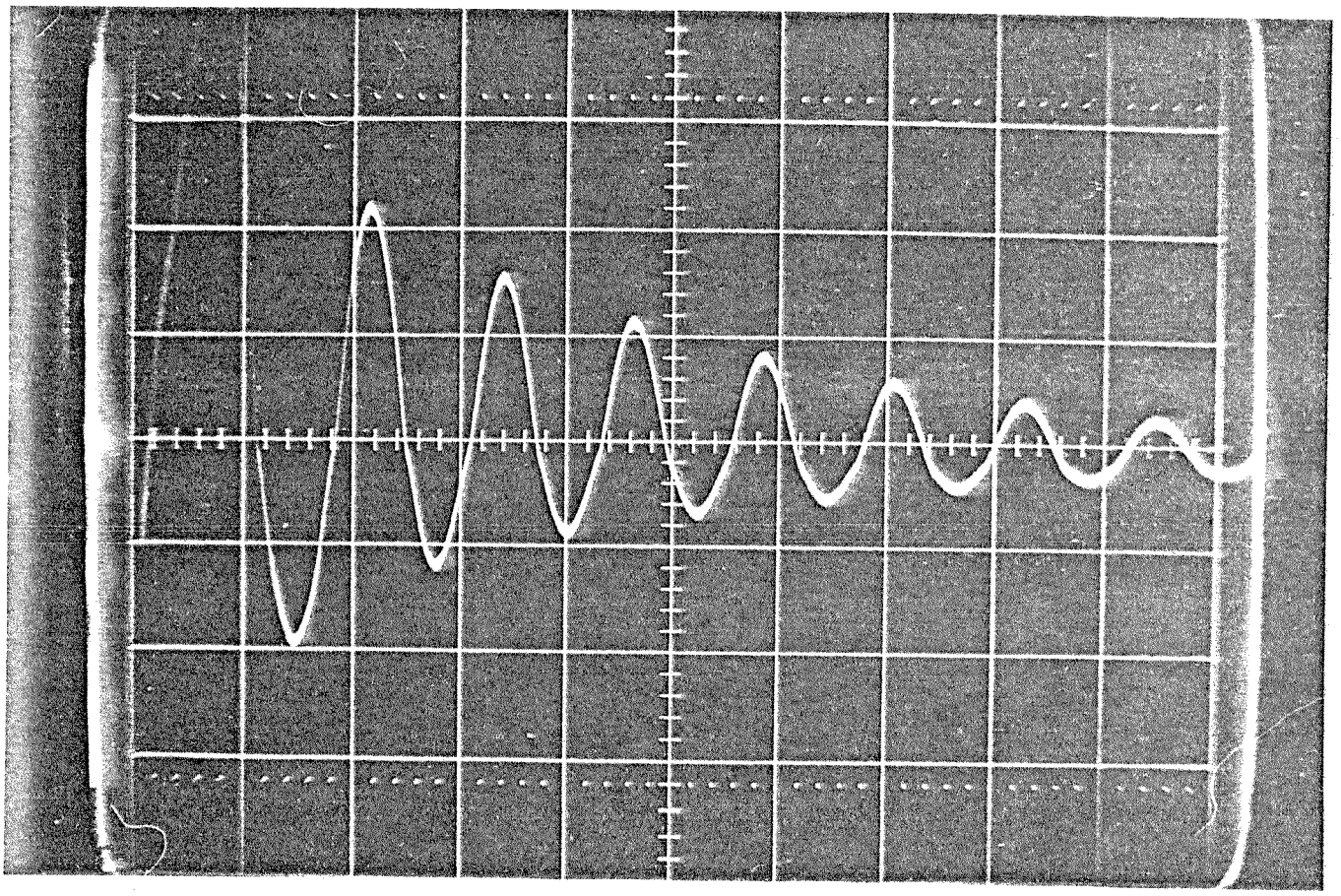


Fig. 68 - Curva de amortecimento de vibração livre do cabo "mensageiro" do amortecedor "B".

3.4 - Discussão dos resultados, conclusões e proposições futuras

Da análise das respostas dos amortecedores ensaiados segundo a metodologia proposta, a avaliação da eficiência de tais dispositivos pode ser facilmente interpretada. É de particular interesse conhecer-se as frequências de vibração de maior incidência na linha, com a finalidade de se escolher um amortecedor cujas características o especifiquem para aquela faixa de trabalho. Pois conforme evidenciam as figuras (57 e 58) existe uma diferença nítida entre os amortecedores "A" e "B" quanto as faixas de frequências de melhor desempenho, apesar das especificações dos fabricantes os recomendarem para uma mesma linha, de transmissão.

Dada a grande coincidência dos resultados obtidos teórica e experimentalmente, acreditamos que o modelo matemático adotado, pode ser utilizado para a otimização analítica em futuros projetos de construção de amortecedores - Stockbridge. Conforme relatamos anteriormente,somente através de ensaios realizados para amplitudes de deslocamento maiores que aquelas por nós utilizadas, devido as limitações da aparelhagem de teste, poderemos verificar a faixa de deslocamentos para a qual o amortecedor Stockbridge pode ser representado por um sistema linear.

Apesar de não considerarmos no presente trabalho, testes de fadiga dos amortecedores Stockbridge, pudemos observar que um especimen, ao ser ensaiado apresentou características de resposta totalmente imprevisíveis e incompatíveis com as respostas de especimens iguais, inclusive quanto a procedência . Conforme pudemos observar posteriormente, a razão da discrepância dos resultados obtidos estava relacionada a uma pequena folga no engastamento de uma das massas ao cabo mensageiro, detalhe imperceptível através de uma simples inspeção visual.

Considerando ainda a ordem de grandeza das forças transmitidas ao condutor, principalmente para grandes deslocamentos e com frequências, próximas às da segunda ressonância, ressaltamos a importância de se distribuir os esforços no engastamento dos amortecedores aos cabos condutores. Tal consideração é reforçada pela observação em campo de elevado número de condutores que apresentam mutilações devido ao tipo de presilha comumente adotado.

Com relação ao amortecedor linear, temos a considerar, que a ressonância do sistema encontra-se em frequências bem baixas (abaixo de10,0 Hertz) - justamente numa faixa de trabalho onde o excitador eletromagnético não é o mais indicado para realizar os citados testes.

Como proposições futuras, além da conclusão do estudo de campo , segundo a metodologia proposta no presente trabalho e da realização de uma nova montagem com uma aparelhagem que permita os ensaios citados no segundo parágrafo, temos a relatar nossas pretensões em modificar o modelo básico do amortecedor Stockbridge. Primeiramente começaremos por adicionar uma camada de um material viscoelástico ao cabo mensageiro e massas ajustáveis conforme a figura 32 do cap. I, posteriormente pretendemos inclusive banhar o amortecedor em óleo - quente durante algum tempo a fim de observarmos as mudanças das características do atrito entre os tentos da cordoalha.

Existe também , um grande interesse de nossa parte em estender nossos estudos aos problemas de vibração de tubulações, que apesar de diferirem das vibrações eólicas das linhas de transmissão, quanto ao tipo de excitação , apresentam como solução corretiva, a instalação dos mesmos tipos de amortecedores.

Apêndice II

3.5.1 - As figuras 69 e 70 apresentam as curvas correspondentes ao módulo dinâmico e a energia dissipada por ciclo para o amortecedor Linear, obtidas segundo a metodologia proposta no capítulo II.

As características lineares do citado dispositivo, quanto a energia dissipada por ciclo, para frequências até 50 Hz, aparecem claramente evidenciadas na fig. 70.

A figura 71, apresenta a variação da energia dissipada por ciclo, variando a amplitude do deslocamento, para diferentes frequências de excitação.

É de principal importância, a posição relativa das curvas representativas da variação do deslocamento para uma mesma frequência de excitação, onde a inclinação das curvas cresce progressivamente ao se aumentar as frequências de excitação. Evidenciando que a frequência de ressonância do sistema está fora da faixa de trabalho do dispositivo (10 a 50 Hz), o que não acontece com o amortecedor Stockbridge.

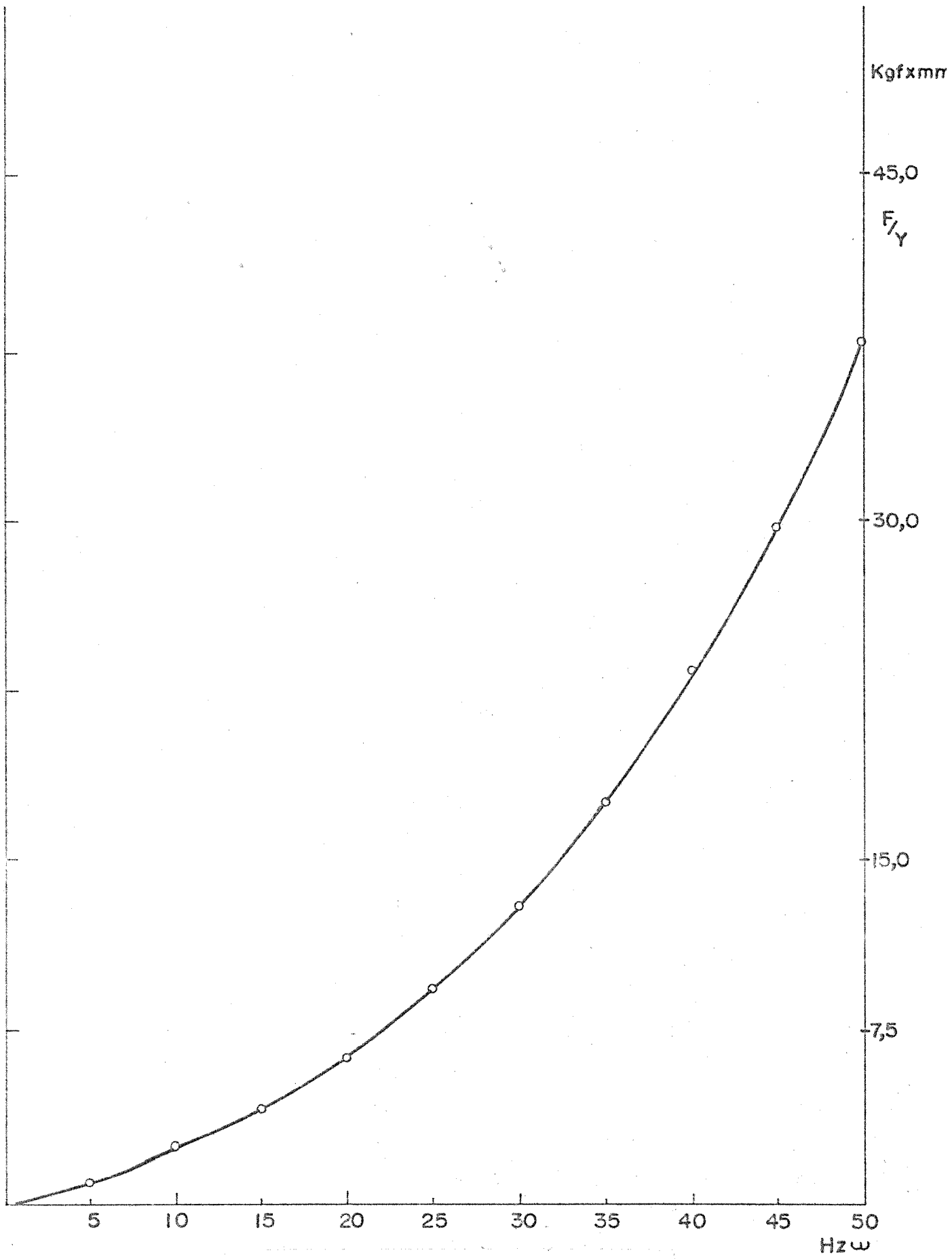


Fig. 69 - Módulo dinâmico do amortecedor Linear.

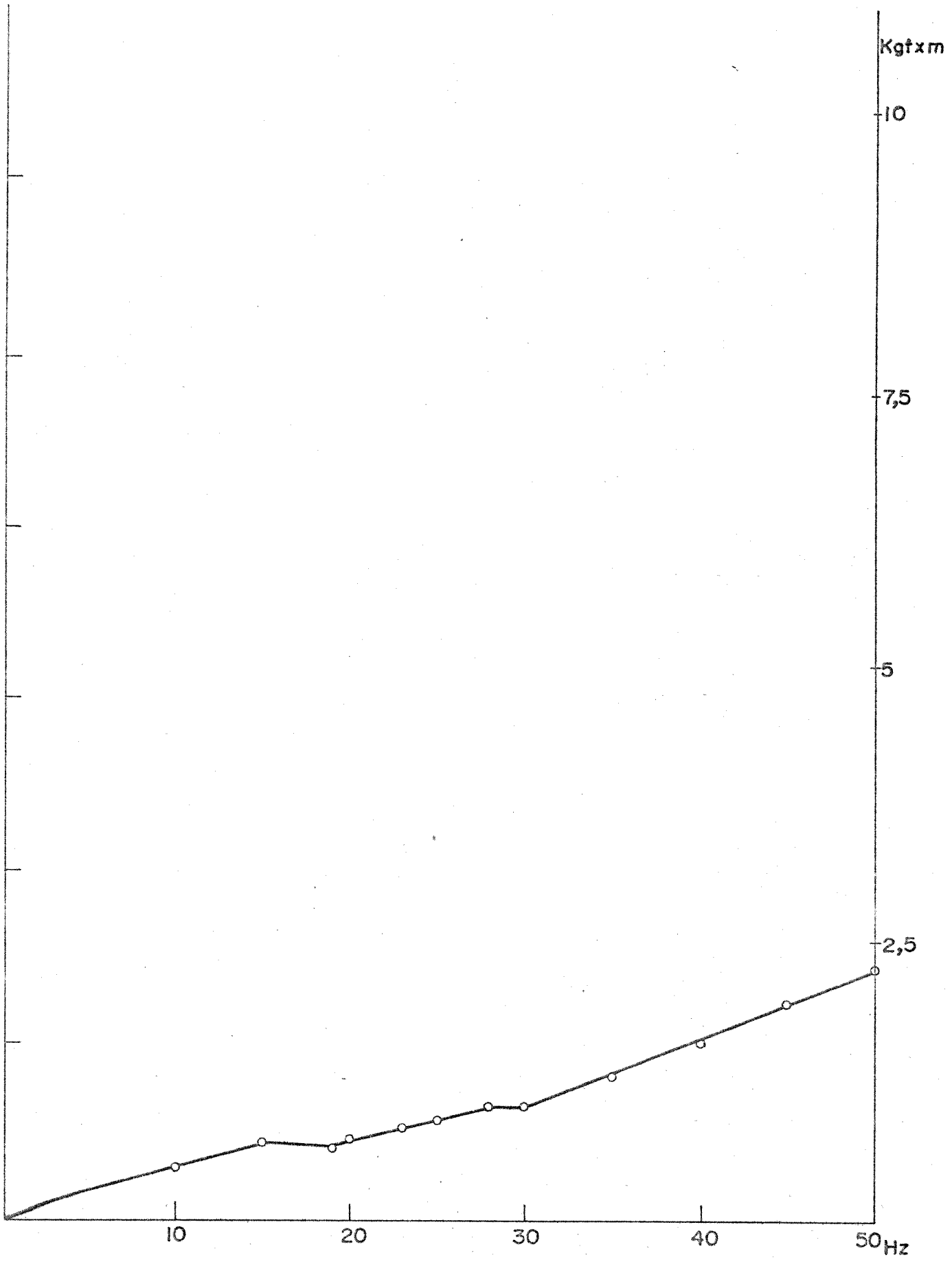


Fig. 70 - Energia dissipada por ciclo pelo amortecedor Linear.

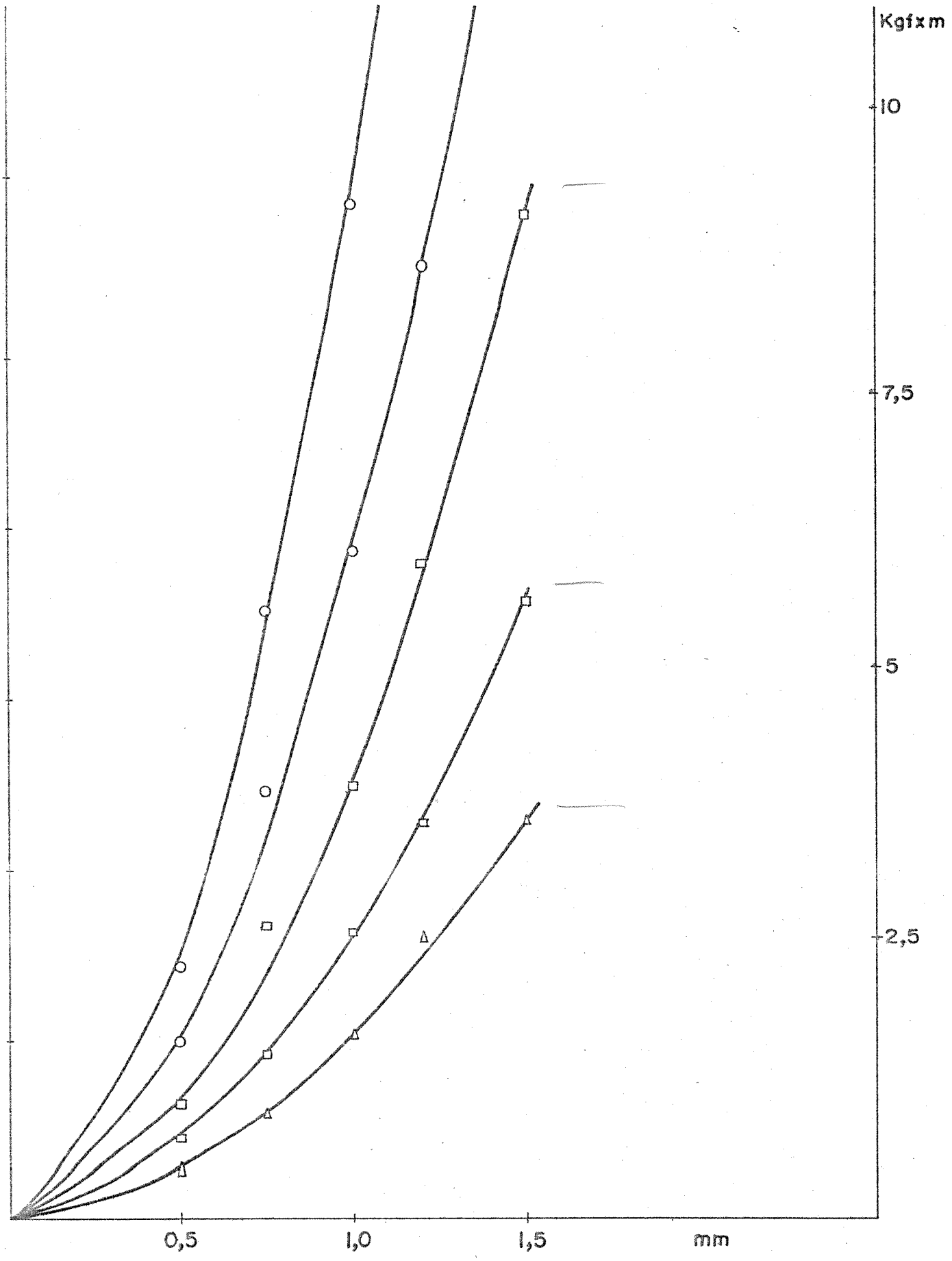


Fig. 71 - Energia dissipada por cilo para diferentes amplitudes de deslocamento, amortecedor Linear.

Apêndice III

3.5.2 - Técnica do "Loop" de histerese para determinar a energia dissipada por ciclo e medir ângulos de fase entre força e deslocamento.

A área do "loop" de histerese da fig. 72 e o trabalho dissipado em um ciclo, é calculado pela seguinte expressão:

$$P = P_0 \cos \omega t \tag{3.5-1}$$

$$x = x_0 \cos(\omega t - \gamma) \tag{3.5-2}$$

e

usando a equação

$$\Delta A = \int P \, dx = - P_0 x_0 \int_0^{2\pi} \cos \omega t \sin(\omega t - \gamma) \, d\omega t = - \pi P_0 x_0 \sin\gamma \tag{3.5-3}$$

A potência, ou trabalho por unidade de tempo é dada por:

$$\Delta N = \frac{\Delta A}{T} = \frac{\Delta A}{2\pi/\omega} = \frac{\omega P_0 x_0}{2} \sin\gamma = \frac{P_0 \dot{x}_0}{2} \sin\gamma \tag{3.5-4}$$

A diferença de fase entre a força e o deslocamento pode então ser calculada, ajustando-se a amplificação do osciloscópio de tal modo que as amplitudes dos sinais sejam as mesmas.

Suponhamos que as vibrações são:

$$x_1 = A \operatorname{sen} \alpha$$

$$y_1 = A \sin (\alpha + \gamma) \tag{3.5-5}$$

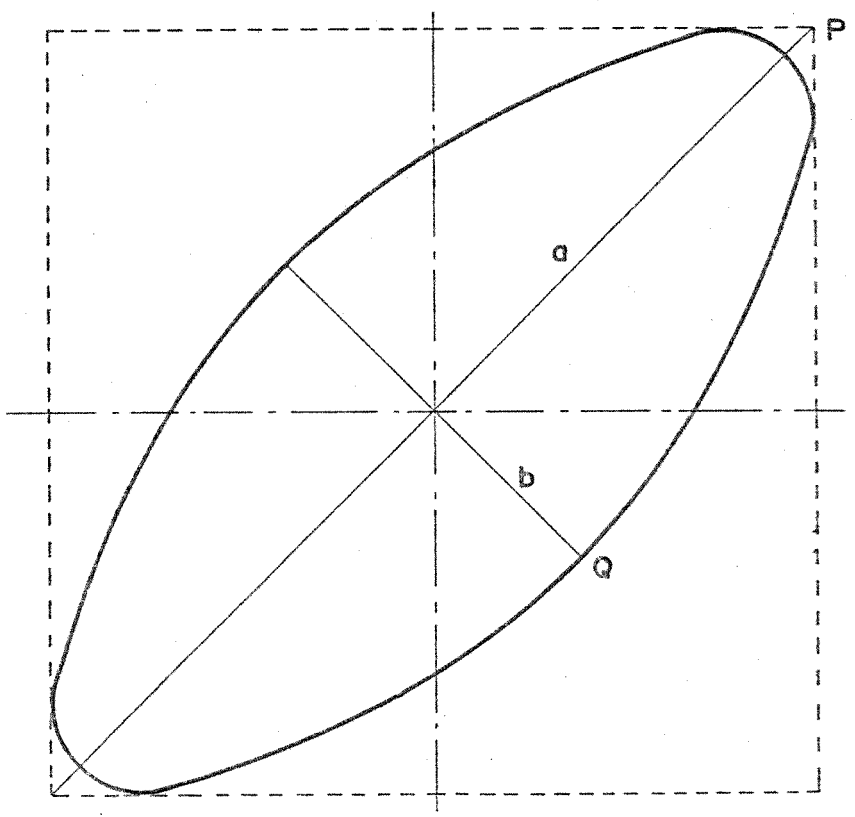


Fig. 72 - Eixos de uma elipse, para determinação do angulo de fase.

eliminando-se α teremos:

$$y_1^2 + x_1^2 - 2\, x_1 y_1 \cos\gamma = A^2 \sin^2\gamma \qquad (3.5\text{-}6)$$

para $x_1 = 0$:

$$y_1^2 = A^2 \operatorname{sen}^2\gamma \quad \text{ou} \quad \frac{y_1}{A} = \operatorname{sen}\gamma \qquad (3.5\text{-}7)$$

no ponto P : $x_1 = y_1 = \dfrac{a}{\sqrt{2}}$

(3.5-8)

no ponto Q : $x_1 = -\, y_1 = \dfrac{b}{\sqrt{2}}$

Substituindo-se em 3.5-6 teremos:

$$a^2 - a^2 \cos\gamma = A^2 \operatorname{sen}^2\gamma \qquad (3.5\text{-}9)$$

$$a^2 = \frac{A^2 \operatorname{sen}^2\gamma}{1 - \cos\gamma} \qquad (3.5\text{-}10)$$

$$b^2 = \frac{A^2 \sin^2\gamma}{1 + \cos\gamma} \qquad (3.5\text{-}11)$$

donde $$\frac{b}{a} = \sqrt{\frac{1 - \cos\gamma}{1 + \cos\gamma}} = \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right) \qquad (3.5\text{-}12)$$

O ângulo de fase γ pode então ser obtido de 3.5-12, medindo-se o maior e o menor eixos da elipse.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

01. ABNT - Projetos de Linhas Aéreas de Transmissão e Sub-Transmissão de Energia Elétrica - PNB - 182 - 1969.

02. Aluminium Company of America - OVERHEAD CONDUCTOR VIBRATION - 1961 - Pennsylvania - U.S.A.

03. Antunes, A. N. Fernando - A VIBRAÇÃO NAS LINHAS DE TRANSMISSÃO - Setembro - 1970 - Mundo Elétrico.

04. Bovallius H., T. Persson e U. Sandström - VIBRATION DAMAGE TO CONDUCTORS AND EARTH WIRES ON SOME SWEDISH TRANSMISSION LINES - 1960 - CIGRE - Paris .

05. Calanche, José Munetti - VIBRACIONES EÕLICAS DE LINEAS DE TRANSMISSION Y DISTRIBUCION EN ZONAS RURALES - 1969 - III CLER - México - Comision Federal de Electricidade.

06. Checa, Luis Maria - LINEAS AEREAS DE TRANSPORTE DE ENERGIA ELECTRICA - Patronato de Publicaciones dela Escuela Especial de Ingenieros Industriales.

07. Claren R. e G. Diana - MATHEMATICAL ANALYSIS OF TRANSMISSION LINE VIBRATION - 1967 - IEEE Transmission and Distribution Committee at the 1967 Summer Power Meeting - Port Land - Oregon - U.S.A.

08. Edwards A. T. e J. M. Boyd - ONTARIO HYDRO LIVE - LINE VIBRATION RECORDER FOR TRANSMISSION CONDUCTORS - 1963 - IEEE Transactions on Power Apparatus - and Systems - Paper 62-121.

09. ELECTRICITE DE FRANCE - Direction des Etudes et Recherches - Service Materiel de Reseaux - 1966.

10. Eucker R. A. - DEVELOPMENT AND TESTING OF SUSPENSION HARDWARE FOR TRANSMISSION SYSTEMS - Janeiro - 1960 - Pennsylvania Electric Association - Pittsburgh - Pennsylvania - U. S. A.

11. Fussel Jr. J. A. e Thomas E. Sherman - HOT LINE GAMMA RAY TESTS - Março - 1963 - Electrical West - U.S.A.

12. Hajdu, Erika Meduna e Amauri Alves Menezes Jr. - ANÁLISE DOS PROBLEMAS DE VIBRAÇÕES EM LINHAS AÉREAS DO SISTEMA CHESF (Companhia Hidro Elétrica do São Francisco) - 1973.

13. Hard A. R. e R. D. Holden - APPLICATION OF THE VIBRATION DECAY TEST TO TRANSMISSION LINE CONDUCTORS - 1967 - IEEE - Transactions on Power Apparatus and Systems - Vol. Pas - 86 - nº 2 - Paper 31 TP 65-654.

14. Hartog, Den - VIBRAÇÕES DOS SISTEMAS MECÂNICOS - Editora Edgard Blücher Ltda - 1972.

15. Hebra, A. - TEORIA DAS VIBRAÇÕES AEÓLICAS - 1972 - Publicação da Burndy do Brasil.

16. IEEE Committee Report - STANDARDIZATION OF CONDUCTOR VIBRATION MEASUREMENTS - 1966 - IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems - Vol. PAS - 85 - nº 1, pg. 10 a 21 - Paper 31 TP 65-156.

17. Komenda, R. A. e R. L. Swart - INTERPRETATION OF FIELD VIBRATION DATA - 1968 - IEEE Transactions Power Apparatus and Systems, Vol. Pas-87 - nº 4, Paper 31 - TP 67-462.

18. Liberman, A. J. e K. P. Krukov - VIBRATION OF OVERHEAD LINE CONDUCTORS AND PROTECTION AGAINST IT IN THE U.S.S.R. - 1968 - CIGRE - Paris.

19. Metha, Puran R. - STATIC AND DYNAMIC STRESSES IN OVERHEAD CONDUCTORS - Abril - 1968 - Rocky Mountain Electrical League - Cheyenne , Wyoming - U.S.A.

20. Pereira, Eneãs Vasconcelos e Sinésio Faria Monti - VIBRAÇÃO EÓLICA EM LINHAS DE TRANSMISSÃO E ANÁLISE DE DESEMPENHO DOS AMORTECEDORES UTILIZADOS 1973 - CPFL.

21. Poffenberger J. C. , E. A. Capadona, R. B. Siter - DYNAMIC TESTING OF CABLES - 1966 - Exploiting the Ocean - Transactions of the 2nd - Annual MTS Conference - Washington - D.C. - U.S.A.

22. Poffenberger J. C. , P.R. Mehta - CALCULATION OF STATIC BENDING STRAIN IN A CONDUCTORS - Cleveland - OHIO - U.S.A.

23. Poffenberger J. C. , R. A. Komenda - LONG-TERM VIBRATION STUDY WITH THE LIVE-LINE RECORDER - IEEE Transmission and Distribution Committee of the IEEE Power Engineering Society - 1971 - New York - U.S.A.

24. Poffenberger Jr. J. C. e R. A. Schulz - CONDUCTOR DAMPING AND VIBRATION PROBLEMS - Março 1966 - Canadian Electrical Association - Saskatoon - Saskatchewan - Canada.

25. Poffenberger J. C., R. B. Siter - CONDUCTOR HARDWARE FOR TOMORROW'S LINES - IEEE MEXICON 73 Power Conference - 1973 - Mexico.

26. Poffenberger Jr. J. C. , R. B. Siter e P. A. Plungas - FIELD VIBRATION STUDIES - 1974 - Partes : 1, 2, 3 e 4 - Cleveland - OHIO - U.S.A.

27. Poffenberger J. C., R. J. Champa, J. R. D'Agati - DAMPING DEVICES AND HARDWARE - 1972 - Electric Light & Power - U.S.A.

28. Poffenberger J. C. e R. L. Swart- DIFFERENTIAL DISPLACEMENT AND DYNAMIC CONDUCTOR STRAIN - 1965 - IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems Vol. 84 - Paper 31 TP 65-158.

29. Poffenberger J. C. e R. L. Swart - STRUCTURAL ENGINEERING TECHNIQUE AIDS LINE DESIGNER - Electric Light and Power - Outubro - 1966 - U.S.A.

30. Porcheron Yves e Daniel Rambert - QUELQUES ESSAIS RÉCENTS ET QUELQUES RÉFLEXIONS CONCERNANT LES VIBRATIONS DES CONDUCTEURS DES LIGNES AÉRIENNES - 1962 - 4ª Section de la Societé Française des Électriciens.

31. Pullen J. - TENSÕES CRITICAS EM CABOS DE LINHAS DE TRANSMISSÃO - 1970 - Burndy Research Division Norwalk.

32. Pullen J. - THE CONTROL OF AEOLIAN VIBRATION IN SINGLE CONDUCTOR TRANSMISSION LINES - 1969 - Burndy Research Report nº 76.

33. Rawlins C. B. - EFEITO DA TURBULÊNCIA DO VENTO NAS OSCILAÇÕES INDUZIDAS EM FEIXE DE CONDUTORES - IEEE - Power Engineering Society (Paper C - 74-444-6) - Julho 1974, Ana Heim - California - U.S.A. - Reapresentado em Abril/1975 em São Paulo - Brasil.

34. Rodrigues Filho, Fausto - UMA CONTRIBUIÇÃO AO ESTUDO DO AMORTECIMENTO DOS - MATERIAIS - Dissertação de Mestrado apresentada na Escola de Engenharia de São Carlos - USP - 1975.

35. Rosa A. A. e J. Monetti C., R. B. Siter - OVERHEAD LINE VIBRATION AND INSPECTION TECHNIQUES - 1974 - Trabalho apresentado no IEEE LATICON 74 - São Paulo - Brasil.

36. Ruhlman J. R. e J. C. Poffenberger - VIBRATION DESTRUCTION TESTING OF TRANSMISSION AND DISTRIBUTION CONDUCTORS - 1957 - PACIFIC COAST ELECTRICAL ASSOCIATION - Engineering and Operating Section Meeting - California - U.S.A.

37. Schlichting, Dr. Hermann - BOUNDARY - LAYER THEORY - 1968 - Editora Mc Graw Hill.

38. Seppa, T. - THE PROTECTION OF TRANSMISSION LINES AGAINST AEOLIAN VIBRATION - 1971 - Burndy Research Report nº 96.

39. Seppa, T. - VIBRACIONES EN LINEAS DE TRANSPORTE I - 1968 - Imatran Voima - Osakeyhtio - Helsinki, Finlandia.

40. Sherman E. T. e James F. Jung - FIELD STUDIES IN CONNECTION WITH AEOLIAN VIBRATION OF CONDUCTORS - 1965 - Preformed Line Products Company - U.S.A.

41. Sherman E. T. e Myron Broschat - X - RAY INSPECTION OF O/H LINES - November - 1966 - Energy International.

42. Smollinger V. W. e R. B. Siter - INFLUENCE OF COMPRESSIVE FORCES ON THE FATIGUE PERFORMANCE OF BETHALUME STRAND WIRE - Fevereiro - 1965 - IEE Winter Power Meeting - Paper 65-237 , New York - U.S.A.

43. Sproule J. E. e A. T. Edwards - PROGRESS TOWARD OPTIMUM DAMPING OF TRANSMISSION CONDUCTOR - 1959 - AIEE - Transactions and Distribution Committee - Paper 59 - 209.

44. Stange W. F., G. H. Ault e E. A. Capadona - RADIOGRAPHIC TESTING OF CABLES AND HARWARE FOR POWER TRANSMISSION AND OCEANOGRAPHY - Janeiro 1968 - Materials Evaluation - U.S.A.

45. Stockbridge & Haro Vibration Dampers - Publicação Tecnica Dulmison - 1974.

46. Tompkins J. S. , L. L. Merril, B. L. Jones - QUANTITATIVE RELATIONSHIPS IN CONDUCTOR VIBRATION DAMPING - 1956 - AIEE Transactions Vol. 75 - pp. 879 - 896.

47. Van Santen G. W. - INTROCUCTION TO A STUDY OF MECHANICAL VIBRATION - 1953 - Philips Technical Library.

48. Wagner H. , V. Ramamurti, R. V. R. Sastry e K. Hartmann - DYNAMICS OF STOCK BRIDGE DAMPERS - 1973 - Journal of Sound and Vibration pg. 207 - 220.