

# INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA ALAVANCA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA CONSIDERANDO EFEITOS NÃO-LINEARES

**Alex Pereira do Prado<sup>1</sup>**

alexp@fem.unicamp.br

**Sílvio Luiz Mariano<sup>2</sup>**

silviolmariano@fem.unicamp.br

**Janito Vaqueiro Ferreira<sup>3</sup>**

janito@fem.unicamp.br

**Alberto Luiz Serpa<sup>4</sup>**

serpa@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas <sup>1,2,3,4</sup>

Departamento de Mecânica Computacional

13083-970 Campinas-SP, Brasil

**Resumo.** Este trabalho apresenta uma investigação experimental de uma alavanca de transmissão mecânica considerando a presença de não-linearidades na estrutura. Na investigação experimental foram obtidas as curvas de resposta em freqüência de primeira ordem da alavanca. As curvas experimentais foram obtidas com o controle da amplitude da componente harmônica fundamental do sinal da força de excitação usando a técnica de varredura em freqüência e o método de continuação “arc-length”. O programa de controle experimental foi primeiramente validado com simulações numéricas simplificadas de modelos de alavanca de transmissão que levam em conta efeitos não-lineares de atrito e folga. A investigação experimental demonstrou a potencialidade do método de continuação “arc-length” aplicado no controle experimental para obtenção de curvas de resposta em freqüência.

**Palavras chave:** alavanca de transmissão mecânica, não-linearidade, resposta em freqüência, “rattle”.

## 1. INTRODUÇÃO

O fenômeno de vibro-impacto em transmissões manuais constitui um problema para os fabricantes de veículos no que diz respeito ao ruído, vibração e confiabilidade dos sistemas (Gaillard and Singh, 2000). Nos últimos anos, um dos desafios da indústria é alcançar uma qualidade acústica cada vez maior em seus automóveis. Fenômenos de vibração em baixa freqüência, tais como vibro-impacto (*rattle*) de marcha lenta e vibro-impacto de transmissão, vêm sendo estudados na tentativa de se minimizar ruídos indesejáveis, uma vez que o nível de ruído é um dos parâmetros de avaliação da qualidade de um automóvel (Wang, 1997). O sistema de transmissão de potência de um automóvel é altamente não-linear e a dinâmica do vibro-impacto de seus componentes é afetada por vários parâmetros de projeto, incluindo o *backlash*, folgas, freqüência de engrenamento, rigidez e

amortecimento da embreagem, carregamento e inércia da transmissão (Wang, 1997) o que dificulta a análise destes sistemas. Um dos fenômenos de vibro-impacto identificados no sistema de transmissão de potência de um veículo é o chamado *rattle* de alavanca de transmissão mecânica, que surge devido a existência de folgas entre o sistema de acoplamento da alavanca e o sistema de controle da transmissão, causando ruído no interior da cabine do veículo.

O vibro-impacto é um problema da dinâmica não-linear. A análise no domínio da freqüência para estruturas com comportamento linear é caracterizada por um conjunto único de funções de resposta em freqüência, que podem ser definidas como uma quantidade dependente da freqüência calculada através da relação entre a amplitude da resposta e a amplitude da força de excitação harmônicas. Entretanto, para estruturas que exibem comportamento não-linear, a resposta completa no domínio do tempo é representada por uma seqüência de respostas em freqüência, ao contrário do caso linear onde se tem apenas uma função de resposta em freqüência. Quanto mais pronunciadas as não-linearidades, mais respostas em freqüências são necessárias para representar a resposta total. Por outro lado, para um grande conjunto de sistemas não-lineares, os efeitos dominantes das não-linearidades estão presentes nas chamadas respostas em freqüência de primeira, segunda e terceira ordem, sendo estas suficientes para caracterizar o sistema acuradamente (Sanliturk et al., 1997; Vinh and Liu, 1989).

As funções de resposta em freqüência (FRFs) para estruturas lineares vem sendo obtidas com sucesso a muitos anos para uma ampla variedade de testes modais que usam diferentes formas de excitar a estrutura de teste (Ewins, 1984). Embora a obtenção das funções de resposta em freqüência para estruturas lineares sejam independentes da escolha da técnica de excitação, a maioria das estruturas de engenharia, freqüentemente encontradas, exibem características não-lineares que dependem do nível e do tipo de excitação. Logo, uma técnica de excitação apropriada deve ser escolhida para o estudo de estruturas não-lineares. É importante observar que o termo FRF corresponde ao conceito convencional de função de resposta em freqüência de um sistema linear e RF corresponde a resposta em freqüência de um sistema não-linear (Ferreira et al., 2003).

Para estruturas lineares, como todos os tipos de excitação deveriam resultar na mesma RF, a escolha da excitação, entre outras coisas, está relacionada com a aplicação do teste, tempo disponível para a análise e qualidade requerida dos dados. Para estruturas não-lineares, é importante perceber que estas estruturas respondem de modo diferente a diferentes tipos de excitação. Então, a escolha da excitação é dependente da análise requerida da estrutura. Se a preocupação principal for primeiro entender e diagnosticar características de vibração estruturais, então a excitação por impacto pode ser considerada. Por causa de suas características de simplicidade e adaptação, o teste de impacto provê um modo simples e rápido de entender como uma determinada estrutura se comporta dinamicamente. Quando o modelamento dinâmico de estruturas não-lineares for o interesse principal, a preocupação primária será extrair um modelo linear do sistema que se comporte dinamicamente o mais semelhante possível ao sistema não-linear. A excitação aleatória pode ser uma técnica eficiente neste caso por causa de suas características de considerar os efeitos das não-linearidades como um erro sistemático de resposta. Então a função de resposta em freqüência obtida dará uma "melhor"aproximação linear ao sistema. Por outro lado, se a preocupação principal é investigar as não-linearidades, como a espacial, modal ou como o modelo de resposta de uma estrutura não-linear mudará para diferentes níveis de vibração, a técnica de excitação senoidal é o procedimento mais apropriado por causa do controle do nível de força de excitação que esta técnica possibilita.

A excitação senoidal é uma das técnicas de excitação periódica mais comumente aplicada para obtenção de funções de resposta em freqüência devido a sua precisão. A função de resposta em freqüência é obtida através de uma excitação harmônica estacionária. Para cada freqüência, a força aplicada é uma onda senoidal de amplitude constante. Quando a resposta alcança a condição de regime permanente são feitas as análises espectrais da excitação e da resposta. Para estruturas lineares, quando a excitação é uma senóide, a resposta também é uma senóide com a mesma freqüência da excitação mas com diferentes fase e magnitude. Assim, para o caso linear, apenas uma componente

do espectro de freqüência é extraída a cada ponto de freqüência. Porém, para sistemas não-lineares, mesmo quando a excitação é uma senóide pura, a resposta é composta de um número de componentes em freqüência, tais como harmônicas e freqüências de intermodulação. Neste caso, a primeira e as mais altas respostas em freqüência podem ser calculadas usando a idealização matemática da série de Volterra ou medindo aproximadamente a resposta em freqüência (RF) definida de muitas maneiras diferentes. Esta última opção, se definida corretamente, pode conter informações úteis sobre as características do sistema.

A grande vantagem de uma excitação senoidal está relacionada com sua natureza de selecionar uma freqüência. Neste caso, o nível da força de excitação pode ser precisamente controlado, uma característica que se torna muito importante para um levantamento bem sucedido de funções de resposta em freqüência de estruturas não-lineares (Storer and Tomlinson, 1993) devido ao fato que a excitação harmônica revela as distorções das RFs nas regiões de ressonância para diferentes níveis de força. A excitação harmônica também revela as respostas sub-harmônicas e super-harmônicas que são manifestações claras de comportamento não-linear. Além disso, as medidas podem ser concentradas onde elas são requeridas, tendo incrementos diferentes de freqüência em diferentes faixas de freqüência. Por exemplo, nas proximidades das ressonâncias e anti-ressonâncias as RFs exibem mudanças rápidas, onde um pequeno incremento de freqüência é recomendado. Por outro lado, longe das regiões de ressonância e anti-ressonância, a variação é muito lenta e um incremento maior em freqüência pode ser usado. Além disso, a relação sinal-ruído é geralmente boa uma vez que a energia está concentrada em uma freqüência, e as respostas na mesma freqüência, nas harmônicas e intermodulações podem ser calculadas pela média por um processo de integração.

As curvas de resposta em freqüência de sistemas não-lineares (RFs) podem ser obtidas através de duas condições. Uma delas é manter constante a amplitude da força de excitação para toda a faixa de freqüência estudada, o que permite que se observe os fenômenos de saltos, com *snap-back* e/ou *snap-through* (Crisfield, 1997) como ilustrados na figura 1. Uma outra madeira de se traçar RFs experimentais é manter a amplitude do sinal de resposta da estrutura em um nível constante para toda faixa de freqüência de medida. Neste caso, a RF obtida se assemelha as FRFs de sistemas lineares.

Para obter experimentalmente RFs tem-se que levar em conta os aspectos relacionados às limitações inerentes aos equipamentos utilizados no experimento e também considerar os casos onde a característica não-linear do sistema experimental pode limitar o sucesso da obtenção da curva. Podem surgir situações onde ocorram fenômenos de saltos, como *snap-back* e/ou *snap-through*. Um método que supera tais pontos limites e traça caminhos complexos no espaço é o método *arc-length* de Crisfield, que possui a capacidade de ultrapassar pontos de inflexão sem a necessidade de determiná-los.

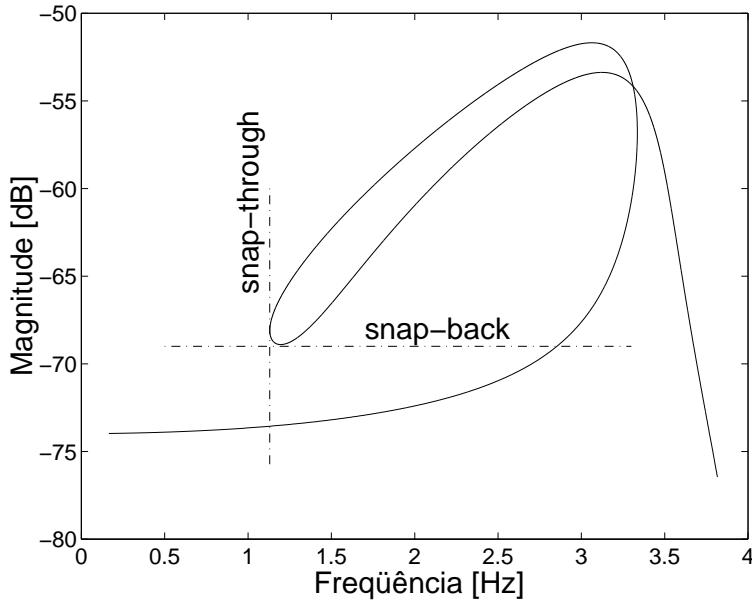
Este trabalho utiliza o método *arc-length* na obtenção de curvas de resposta em freqüência de uma alavanca de transmissão que apresenta não-linearidades localizadas de atrito e folga.

## 2. RESPOSTA EM FREQÜÊNCIA DE PRIMEIRA ORDEM

Conceitualmente, as respostas em freqüência (RFs) de primeira ordem são uma extensão das funções de resposta em freqüência (FRFs) de estruturas lineares para estruturas não-lineares. No caso de uma excitação senoidal pura, a resposta em freqüência de primeira ordem de uma estrutura não-linear é definida como a relação espectral da resposta  $x_i$  e da força  $f_j$  à freqüência de excitação,  $\omega$ , escrita como:

$$H_{ij}^{11}(\omega, F_j^1) = \frac{X_i^1(\omega, F_j^1)}{F_j^1(\omega)} \quad (1)$$

Neste caso, apenas o componente da freqüência fundamental da resposta  $x$  composta de  $r$  harmônicas é usado e todas as sub-harmônicas, super-harmônicas e combinações de ambas são ignoradas.



**Figura 1:** Fenômeno de *snap-back* e *snap-through*

### 3. RESPOSTA EM FREQÜÊNCIA NÃO-LINEAR USANDO O ARC-LENGTH

A equação diferencial matricial de movimento para uma estrutura não-linear sujeita a uma excitação externa que tem uma força localizada não-linear interna,  $f$ , pode ser escrita como

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} + \{f\} = \{F\} \quad (2)$$

onde  $[M]$  é a matriz de massa,  $[C]$  é a matriz de amortecimento viscoso e  $[K]$  é a matriz de rigidez do sistema.

Assumindo que a excitação é harmônica e que a resposta é dominada por sua solução harmônica, pode-se escrever a equação diferencial no domínio da freqüência como sendo:

$$([K] - \omega^2[M] + i\omega[C] + [\Theta]^1)\{X^1\} = \{F_{ap}\} \quad (3)$$

onde,  $[\Theta]^1$  é a matrix de funções descritivas de primeira ordem,  $\{F_{ap}\}$  é uma força harmonica pura aplicada no sistema e  $\{X^1\}$  é o primeiro componente harmônico da resposta para a amplitude da força aplicada.

Para obter a resposta em freqüência não-linear experimental, é necessário escolher uma variável a ser controlada, que neste caso é a força aplicada no sistema, que depende da freqüência e da amplitude do sinal da fundamental enviada ao excitador (*shaker*).

Definida a variável a ser controlada, pode-se escrever uma equação residual que relaciona a entrada com a saída do controle experimental, neste caso apenas uma variável de entrada e uma de saída, sendo:

$$\Psi(V, \lambda\omega) = |F_{ap}(V, \lambda\omega)| - F_c \quad (4)$$

onde  $V$  e  $\lambda$  são a amplitude da tensão e a freqüência do sinal senoidal de entrada do *shaker*, o escalar  $|F_{ap}(V, \lambda\omega)|$  é o módulo da força aplicada medida pelo transdutor de força e  $F_c$  é a amplitude da força que se deseja obter com o controle.

A equação (4) pode ser resolvida por vários procedimentos numéricos incrementais, tais como o método de Newton-Raphson. No entanto, tais métodos não são apropriados para problemas onde o traçado da solução de equilíbrio necessita ultrapassar pontos limites.

Como mencionado anteriormente, um método que supera tais pontos limites e traça caminhos complexos no espaço é o método *arc-length* de Crisfield.

Essencialmente, o *arc-length* considera o fator de carregamento  $\lambda$  como uma variável na equação residual (4). Então, uma equação de restrição é inserida na equação do resíduo (4) para definir univocamente o próximo ponto de equilíbrio como sendo o ponto de intersecção entre o traçado da solução e a equação de restrição. Finalmente o sistema não-linear estendido é resolvido através de alguma técnica padrão para obtenção da ponto de equilíbrio.

Para resolver diretamente ambas as variáveis do sistema estendido, a voltagem  $V$  e o fator de carregamento  $\lambda$ , usando métodos iterativos, é necessário linearizar a equação residual, com  $V$  e  $\lambda$  como incógnitas, em conjunto com a restrição usada através da expansão em série de Taylor. Adotando a restrição esférica proposta por Crisfield (Crisfield, 1997):

$$a = (\Delta V^2 + \Delta \lambda^2 \psi^2 \omega^2) - \Delta l^2 = 0 \quad (5)$$

onde  $\Delta l$  é o raio da restrição, os escalares  $\Delta V$  e  $\Delta \lambda$  são a voltagem incremental e o fator de carregamento, e o escalar  $\psi$  é um fator de escala. O sistema estendido com a equação de equilíbrio (4) e a equação de restrição (5) podem ser escritos como

$$\{ \Psi(V, \lambda) \} = \left\{ \begin{array}{l} |F_{ap}(V, \lambda\omega)| - F_c \\ (\Delta V^2 + \Delta \lambda^2 \psi^2 \omega^2) - \Delta l^2 \end{array} \right\} = \{0\} \quad (6)$$

Para uma posição conhecida ao longo do traçado da solução, é possível visualizar geometricamente a equação (6). A figura (2) mostra as duas possíveis soluções da intersecção do traçado da solução com a equação de restrição. A equação (6) representa um sistema não-linear que pode ser solucionado com técnicas numéricas incrementais padronizadas ao longo do traçado da curva de equilíbrio. Estes métodos normalmente precisam de valores iniciais razoáveis para que possam convergir para o próximo ponto de equilíbrio. O procedimento adotado consiste de duas fases, um procedimento de predição e um de correção. O procedimento de predição é aplicado para estimar os primeiros valores para determinar a direção a ser seguida. O corretor segue uma seqüência iterativa até convergir para a próxima solução. A cada passo de convergência, os sinais dos sensores de excitação e resposta são adquiridos e armazenados para calcular a RF. Com todos os pontos convergidos em uma determinada faixa de freqüência, obtém-se a RF de primeira ordem para a amplitude de excitação especificada.

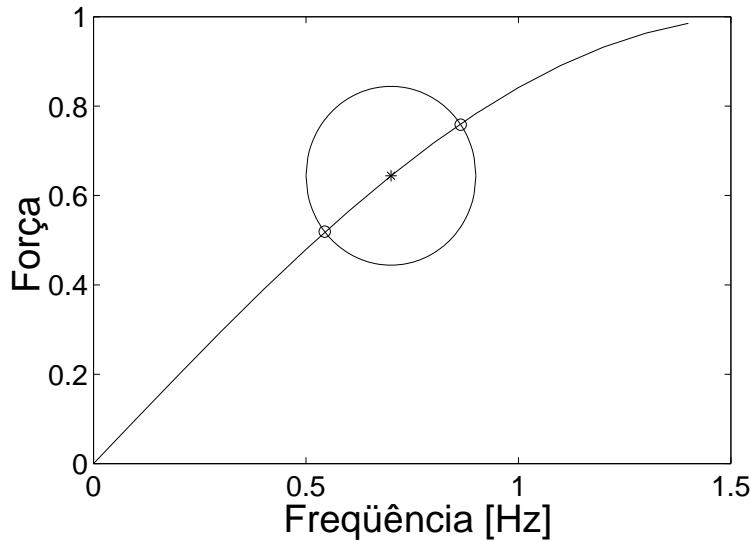
Neste trabalho foram obtidas RFs da alavanca de transmissão mecânica para três diferentes amplitudes de excitação. As derivadas de  $\Psi(V, \lambda)$  nas duas direções ( $V$  e  $\lambda$ ) foram estimadas experimentalmente através de médias de várias medidas experimentais utilizando o método das diferenças finitas com um  $\epsilon = 5 \times 10^{-3}$ .

## 4. INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA ALAVANCA DE TRANSMISSÃO

### 4.1 Montagem Experimental

Para obtenção das respostas em freqüência da alavanca de transmissão mecânica foi montado um experimento que segue a descrição do esquema de montagem da figura 3.

A montagem experimental (figura 3) é composta por um computador PC (1) que controla o experimento através de uma placa GPIB que está ligada ao BERAN 402 (2), que é um equipamento de análise espectral que também possui a função de gerador de sinal. Nos canais do BERAN estão ligados os cabos que vêm do condicionador de sinal (4) dos sensores, no caso, do acelerômetro (9) e do transdutor de força (7). O BERAN gera o sinal de excitação que é enviado ao amplificador de sinal (5) do excitador eletromagnético (6). O osciloscópio digital (3) mostra os sinais provenientes dos sensores e do gerador de sinal. O transdutor de força (7) e o acelerômetro (9) são fixados no alojamento da bancada (12), como indicado no esquema da figura 3. Este detalhe da montagem



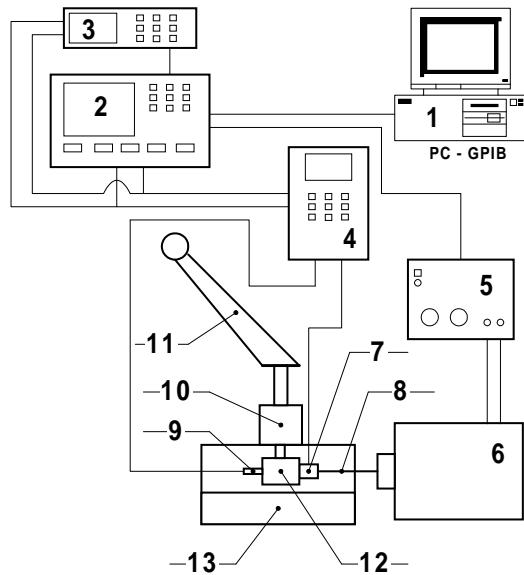
**Figura 2:** Trajetória da solução e curva de restrição

pode ser observado na figura 5. Uma haste flexível ou *stinger* (8) transmite o sinal de excitação do excitador ou *shaker* (6) ao transdutor de força e este para a estrutura. A figura 4 mostra a alavanca de transmissão mecânica utilizada no experimento. Na tabela 1 são relacionados os itens enumerados na figura 3.

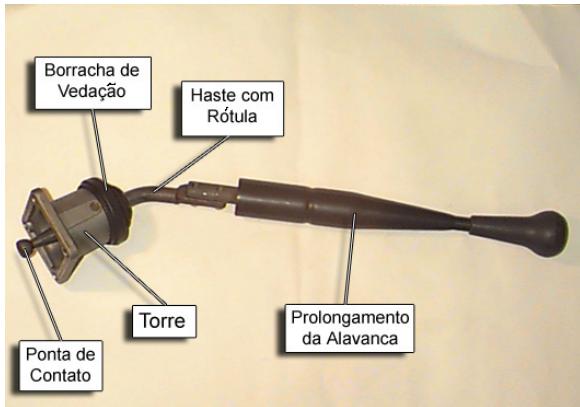
**Tabela 1:** Itens enumerados na montagem experimental

- 
- |           |  |
|-----------|--|
| <b>1</b>  | ⇒ Computador PC com placa GPIB   |
| <b>2</b>  | ⇒ BERAN 402 - Frequency Response Analyser                                  |
| <b>3</b>  | ⇒ Osciloscópio digital HP54501A-100MHz                                     |
| <b>4</b>  | ⇒ Condicionador de sinal Kistler type 5134                                 |
| <b>5</b>  | ⇒ Amplificador de potência Brüel&Kjaer type 2706                           |
| <b>6</b>  | ⇒ Excitador eletromagnético Brüel&Kjaer type 4809                          |
| <b>7</b>  | ⇒ Transdutor de força PCB mod. 208A02 s.n. 10494 sens. 12,284[mV/N]        |
| <b>8</b>  | ⇒ Haste flexível ( <i>stinger</i> ) - $\phi 1,20[mm] \times 65[mm]$ em aço |
| <b>9</b>  | ⇒ Acelerômetro PCB mod. 353B68 s.n. 16034 sens. 108,9[mV/g]                |
| <b>10</b> | ⇒ Torre da alavanca de transmissão mecânica                                |
| <b>11</b> | ⇒ Prolongamento da alavanca de transmissão mecânica                        |
| <b>12</b> | ⇒ Alojamento da bancada  |
| <b>13</b> | ⇒ Base da bancada  |
- 

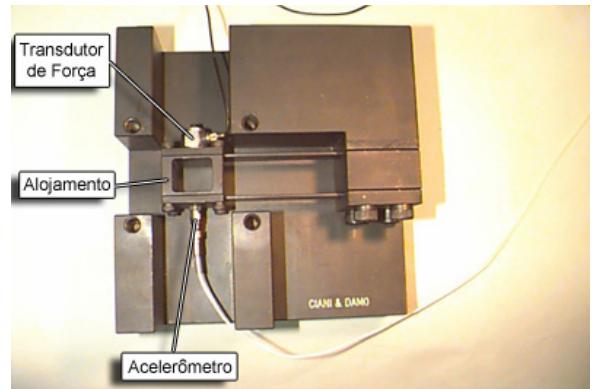
O computador (1) controla o experimento através do método de continuação *arc-length* implementado em C++ (Ferreira, 1998; Prado, 2002). Na configuração experimental apresentada, o computador através de uma interface GPIB monitora o canal relativo ao transdutor de força no BERAN mantendo a amplitude do sinal da força constante. Com o programa, o computador controla qualquer canal num nível de sinal desejado, neste caso o canal da força, e faz as alterações necessárias, tanto em freqüência quanto em amplitude do sinal enviado pelo BERAN ao amplificador de potência do excitador eletromagnético, para manter o sinal do canal controlado dentro dos limites especificados para amplitude considerando a margem de erro especificada.



**Figura 3:** Montagem experimental para medidas das RFs não-lineares da bancada



**Figura 4:** Conjunto da alavanca de transmissão mecânica

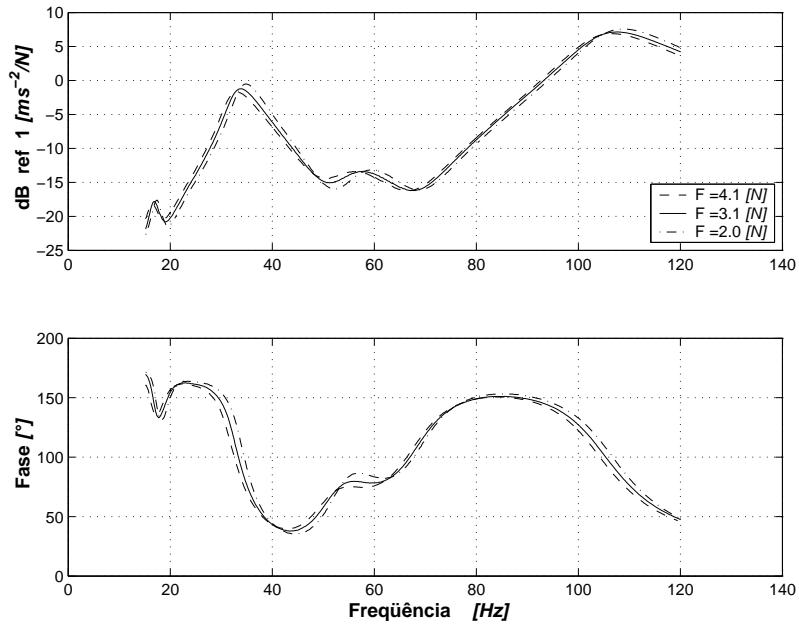


**Figura 5:** Bancada instrumentada

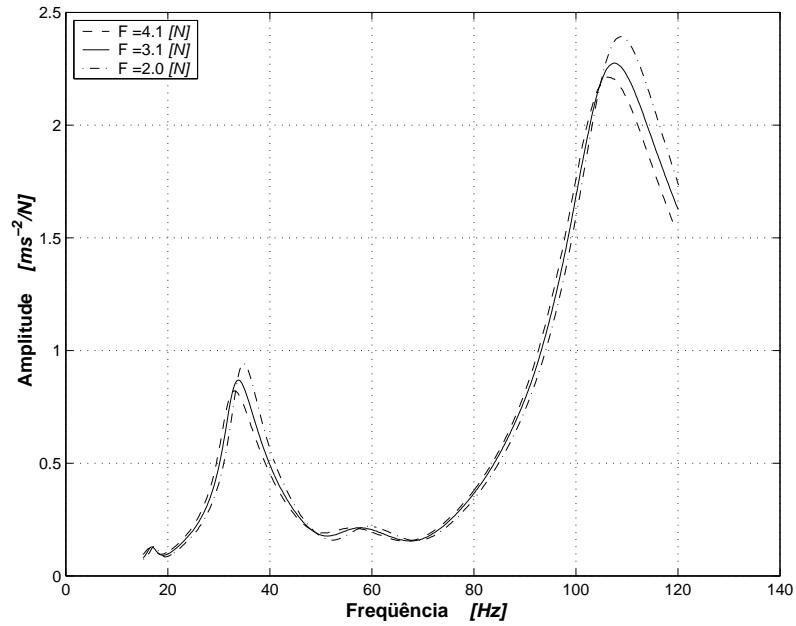
#### 4.2 Medidas de Respostas em Freqüência Não-Lineares da Bancada

Foram feitos três experimentos controlando-se o canal do transdutor de força em diferentes valores de amplitude na tentativa de observar o efeito das não-linearidades nas curvas de resposta em freqüência da alavanca. O controle da amplitude da componente fundamental do sinal proveniente do transdutor de força para cada medição foi de 2,0 N; 3,1 N e 4,1 N zero-a-pico respectivamente.

As figuras 6 e 7 mostram as curvas de resposta em freqüência não-lineares da alavanca de transmissão obtidas experimentalmente. Os efeitos não-lineares nas curvas, apesar de sutis, podem ser percebidos por um deslocamento relativos entre elas. Este deslocamento se verifica por uma diferença tanto em freqüência quanto em amplitude para valores distintos de controle da excitação.



**Figura 6:** Resposta em Freqüência da bancada - amplitude dB e fase



**Figura 7:** Resposta em Freqüência da bancada - amplitude linear

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esse trabalho mostrou a aplicação do método de continuação *arc-length* no controle experimental para a obtenção de curvas de resposta em freqüência não-lineares (RFs). A estrutura de teste com características não-lineares empregada foi uma alavanca de transmissão mecânica, que apresenta não-linearidades localizadas de atrito e folga.

As medidas experimentais foram obtidas sem grandes dificuldades e apresentam uma ótima qualidade no que diz respeito ao controle da amplitude fundamental da força de excitação (figuras 6 e 7). Isso pode ser explicado pelas próprias RFs experimentais que são suaves e não apresentam mudanças bruscas em seus traçados. As curvas são suaves porque os choques, quando ocorriam, eram

apenas de um lado do alojamento e com baixa intensidade. Esses choques só aconteciam quando a força de excitação vencia o peso e a inércia do conjunto da alavanca.

Por outro lado, sabe-se de testes realizados com o *arc-length* na obtenção de RFs (Ferreira et al., 2003; Prado, 2002) que nem sempre tais curvas são de fácil obtenção. As dificuldades no controle experimental estão relacionadas ao tipo de não-linearidade presente na estrutura e da capacidade da estimativa experimental de derivadas utilizadas no processo de controle com o *arc-length*. Outro ponto a ser observado é que o sucesso do procedimento depende da escolha apropriada de valores de parâmetros tais como: o tamanho do raio da equação de restrição, o valor da perturbação no sinal de excitação para estimativa da “derivada experimental”, um conhecimento aproximado da faixa de freqüência e da magnitude da excitação necessária para que se possa investigar as características não-lineares da estrutura de teste.

Após a escolha dos parâmetros adequados para execução do experimento não se detectou qualquer problema para obtenção das respostas em freqüências (RFs) nesse trabalho.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores expressam aqui sua gratidão a CAPES, ao CNPq e a UNICAMP pelo apoio financeiro e suporte aos trabalhos realizados.

## 7. REFERÊNCIAS

- Crisfield, M. A. (1997). *Nonlinear finite Element Analysis of Solids and Structures*, volume 1,2. John Wiley and Sons.
- Ewins, D. (1984). *Modal Testing: Theory and Practice*. Research Studies Press.
- Ferreira, J. V. (1998). *Dynamic Response Analysis of Structures with Nonlinear Components*. PhD thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine.
- Ferreira, J. V., Serpa, A. L., and Prado, A. P. (2003). Experimental non-linear frequency response determination using the arc-length method. In *21th IMAC*.
- Gaillard, C. and Singh, R. (2000). Dynamic analysis of automotive clutch dampers. *Applied Acoustics*, (60):399–424.
- Prado, A. P. (2002). Investigação teórica e experimental de uma alavanca de transmissão mecânica considerando efeitos não-lineares. Master's thesis, Departamento de Mecânica Computacional, UNICAMP, Campinas.
- Sanliturk, K. Y., Imregum, M., and Ewins, D. J. (1997). Harmonic balance vibration analysis of turbine blades with friction dampers. *ASME Journal of Vibrations and Acoustics*, 119:96–103.
- Storer, D. M. and Tomlinson, G. R. (1993). Recent developments in the measurement and interpretation of higher order transfer functions from nonlinear structures. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 7(2):173–189.
- Vinh, T. and Liu, H. (1989). Extension of modal analysis to nonlinear systems (possibility, mathematical models, limitation). In *7th IMAC*, pages 1379–1385.
- Wang, Y. (1997). Modeling and analysis of automotive transmission rattle. *Society of Automotive Engineers*, pages 1457–1462.

# **EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A MECHANICAL TRANSMISSION GEARSHIFTLEVER CONSIDERING NONLINEAR EFFECTS**

**Alex Pereira do Prado<sup>1</sup>**

alexp@fem.unicamp.br

**Sílvio Luiz Mariano<sup>2</sup>**

silviolmariano@fem.unicamp.br

**Janito Vaqueiro Ferreira<sup>3</sup>**

janito@fem.unicamp.br

**Alberto Luiz Serpa<sup>4</sup>**

serpa@fem.unicamp.br

State University of Campinas <sup>1,2,3,4</sup>

Computational Mechanics Department

13083-970 Campinas-SP, Brazil

**Abstract.** This work presents an experimental investigation of a gearshift lever of mechanical transmission considering the presence of nonlinearities in the structure. In the experimental investigation first order nonlinear frequency response curves of the lever were obtained. Experimental curves were obtained by controlling the fundamental harmonic amplitude component of the excitation force signal, using the frequency sweeping technique and the arc-length continuation method. The experimental control program was firstly validated with numerical simulations of simplified gearshift lever models, which considered nonlinear effects of friction and gap. The experimental investigation demonstrated the potentiality of the arc-length continuation method applied in the experimental control to obtain nonlinear frequency response curves.

**Keywords:** Gearshift Lever, Nonlinearity, Frequency Response, Rattle