



DESENVOLVIMENTO DE MODELOS E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE FALHAS EM DUTOS E ESTRUTURAS

Antonio Almeida Silva

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó, C.P. 10.069, Campina Grande, PB
e-mail: almeida@dem.ufpb.br

José Guilherme Cerqueira da Guia

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó, C.P. 10.069, Campina Grande, PB
e-mail: guilherme@dem.ufpb.br

Resumo. *O monitoramento de estruturas a partir da análise de sinais vibratórios, já vem sendo utilizado em instalações industriais, principalmente em situações onde uma falha imprevista possa causar grandes prejuízos financeiros e/ou ambientais. Dentre as várias técnicas atualmente empregadas, destacam-se a análise modal clássica e processamento de sinais, que vêm contribuindo no processo de detecção e diagnóstico de falhas. Alguns desenvolvimentos realizados através da análise de parâmetros modais tais como variação da frequência, amortecimento e modos de vibração têm permitido a análise de eventos periódicos ou transientes, levando à detecção de danos em estruturas (ex. surgimento de trincas, falhas em juntas soldadas, corrosão localizada etc.), razão pela qual é possível vislumbrar a aplicação destas técnicas como ferramenta de detecção de falhas estruturais.*

Este trabalho propõe-se a investigar o problema de detecção de falhas em dutos e estruturas visando a predição da vida útil remanescente através da aplicação de métodos de análise modal, comparando a variação da deflexão estática com medidas dinâmicas das frequências para modelos de estruturas com falhas localizadas. Foi evidenciado que a deflexão estática pode ser um preditor sensível e que combinado com medidas dinâmicas pode vir a ser uma boa ferramenta de detecção e diagnóstico de falhas em situações físicas reais.

Palavras-chave: *Modelos de falhas; Simulação computacional; Análise modal; Dutos e Estruturas.*

1. INTRODUÇÃO

Em grande parte das estruturas e equipamentos que devem garantir alta confiabilidade e segurança operacional (pontes, aeronaves, máquinas rotativas, tubulações industriais, etc.), que na maioria das vezes estão sujeitas a vários tipos de solicitações estáticas e dinâmicas complexas, vem sendo utilizado de forma bastante promissora a aplicação de métodos não-destrutivos visando o monitoramento do comportamento mecânico do material e/ou condição de trabalho, podendo-se até em alguns casos se prever a vida útil residual de alguns componentes e planejar paradas estratégicas para a realização de manutenção preditiva com segurança e custos adequados.

No caso de dutos e tubulações industriais de plantas petrolíferas, a questão da integridade estrutural vem exigindo cada vez mais um controle rigoroso e automatizado de parâmetros tais como pressão e vazão, de modo que estes devam operar em condições previamente estabelecidas para eliminar o risco de vazamentos durante o transporte de produtos e derivados de petróleo e gás, que possam vir a trazer prejuízos financeiros e/ou ambientais. Um duto pode falhar devido à

corrosão, fadiga ou a uma solicitação elevada. Normalmente essas falhas se iniciam com o surgimento de uma pequena trinca localizada em regiões sujeitas à tensões elevadas da junta ou estrutura e, em seguida, vai aumentando podendo comprometer a integridade estrutural do duto, levando-o ao rompimento e ao conseqüente vazamento. Tendo em vista os prejuízos que um vazamento pode causar, é de interesse comum que se desenvolvam sistemas supervisórios de detecção e previsão de falhas nesses dutos que transportam derivados de petróleo e gás.

Dentre as várias técnicas de detecção de falhas em uma estrutura, pode-se utilizar a análise modal que é baseada na mudança da resposta dinâmica com a variação de parâmetros modais. Nesta análise, as propriedades físicas e geométricas de estruturas sujeitas a forças e excitações externas podem sofrer variações relativas (massa, rigidez, freqüências naturais, amortecimento, etc.) e utilizadas como indicadores de parâmetros de condição (McConnell, 1995). Neste trabalho, serão investigados os efeitos da variação da freqüência e deflexão estática aplicados a modelos discretos simulados, bem como análise de suas respectivas sensibilidades quanto ao surgimento e desenvolvimento de falhas localizadas em estruturas, aqui denominadas como taxa de dano, visando dar suporte a investigações experimentais futuras para validação e extensão a estruturas de dutos.

2. PARÂMETROS DE ANÁLISE

Seja um sistema estrutural modelado conforme ilustrado na Fig. (1), representando um conjunto massa-mola-amortecedor viscoso. O sistema de equações do movimento vibratório deste sistema pode ser descrito conforme notação de Meirovitch (1986):

$$\sum_{ij} [m_{ij} \ddot{x}_j(t) + c_{ij} \dot{x}_j(t) + k_{ij} x_j(t)] = 0 \quad (1)$$

onde m , c , e k são as massas concentradas, amortecimento e rigidez do sistema, respectivamente, e n é o número de graus de liberdade GDL na direção x . Trata-se de um sistema de n equações diferenciais ordinárias de segunda ordem simultâneas para a coordenada $x_j(t)$ ($j=1, 2, \dots, n$). Colocando na forma matricial usual, a Eq. (1) pode ser descrita como:

$$[M] \{\ddot{x}(t)\} + [C] \{\dot{x}(t)\} + [K] \{x(t)\} = 0 \quad (2)$$

No limite, quando $n \rightarrow \infty$, a resposta do modelo discreto deve convergir para a resposta do modelo contínuo.

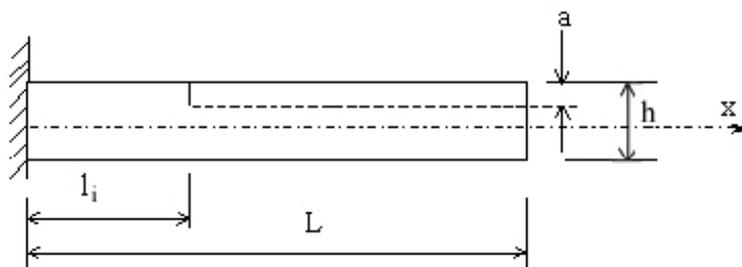


Figura 1. Esquema ilustrativo de uma barra sujeita a um pequeno dano.

Considerando o caso de um sistema não-amortecido, cuja solução pode ser obtida através da superposição modal, baseada no problema de autovalores,

$$[K - \lambda_i M] \{X\}_i = \{0\} \quad (3)$$

com freqüências naturais $\lambda_i = \omega_i^2$ dadas por

$$|K - \lambda_i M| = 0 \quad (4)$$

As frequências naturais também podem ser obtidas através do quociente de Rayleigh, com escolhas adequadas dos vetores modais $\{X\}_i$, conforme Jenkins et al (1997),

$$\lambda_i = \frac{\{X\}_i^T [K] \{X\}_i}{\{X\}_i^T [M] \{X\}_i} \quad (5)$$

onde o super-escrito T indica transposição. Se a escolha dos vetores modais é exata, as frequências naturais são idênticas àquelas encontradas na Eq. (4).

Para pequenas mudanças na matriz de rigidez, $[\Delta K]$, e matriz de massa, $[\Delta M]$, as frequências naturais perturbadas podem ser obtidas através de $\lambda_i + \Delta\lambda_i$ pelo quociente de Rayleigh,

$$\lambda_i + \Delta\lambda_i = \frac{\{X^*\}_i^T [K + \Delta K] \{X^*\}_i}{\{X^*\}_i^T [M + \Delta M] \{X^*\}_i} \quad (6)$$

onde $\{X^*\}_i$ é o vetor modal resultante das matrizes modificadas de rigidez e de massas (molas danificadas e perda de massas). Tomando agora a Eq. (5), e considerando que o efeito das mudanças nas matrizes de massa $[\Delta M]$ e vetores modais $\{X^*\}_i$ são de ordem inferior que mudanças em $[K]$, a relação entre as mudanças na rigidez e frequências é dada aproximadamente por,

$$\Delta\lambda_i = \frac{\{X\}_i^T [\Delta K] \{X\}_i}{\{X\}_i^T [M] \{X\}_i} \quad (7)$$

Logo, a sensibilidade de frequências é dada por

$$\frac{\Delta\omega_i}{\omega_i} = \frac{\omega_i^*}{\omega_i} - 1 = \sqrt{\frac{\lambda_i + \Delta\lambda_i}{\lambda_i}} - 1 \quad (8)$$

A sensibilidade à deflexão estática, isto é, a mudança percentual na deflexão estática δ devido ao defeito local, é obtida por

$$\frac{\Delta\delta}{\delta} = 1 - \frac{\delta^*}{\delta} = 1 - \frac{F / k_{eq}^*}{F / k_{eq}} = 1 - \frac{k_{eq}}{k_{eq}^*} \quad (9)$$

onde, como já descrito anteriormente, as quantidades denotadas por $*$ representam os valores dos parâmetros avariados e k_{eq}^* / k_{eq} é a chamada razão de dano, cujo conceito será introduzido adiante. Nas Eqs. (8) e (9) as reduções nas frequências e rigidez são corretamente avaliadas por valores resultantes negativos.

3. SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS A DEFEITOS LOCAIS

Para investigar a sensibilidade relativa de deflexão estática e frequência de vibração devido ao surgimento de um defeito local, será considerado o movimento longitudinal de uma barra engastada

numa extremidade e livre na outra, representada inicialmente por um sistema de 2 GDL, conforme ilustrado na Fig. (2).

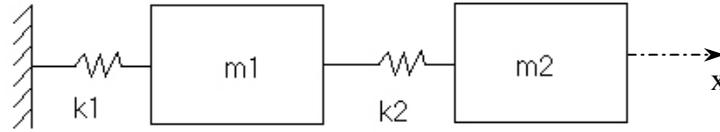


Figura 2. Modelo de sistema discreto (2 GDL).

Para a barra perfeita, seja $k_1 = k_2 = k$, $m_1 = m_2 = m$. As frequências naturais para o sistema de 2 GDL são dadas pela Eq. (5), $\lambda_1 = 0.382 k/m$ e $\lambda_2 = 2.62 k/m$, onde $\{X\}_i^T = \{1 \pm 1.618\}$. Para proposta de cálculo da sensibilidade à deflexão estática, a constante de mola equivalente é dada por, $k_{eq} = k/2$, conforme Jenkins et al (1997).

Antes de simular uma trinca nesta barra, faz-se necessário introduzir o conceito de “razão de dano”. Essa razão é dada pela expressão k_{eq}^*/k_{eq} e a diferença entre ela e a unidade (1.0) nos dá a percentagem da profundidade da trinca nesta seção transversal. Por exemplo, se $k_{eq}^*/k_{eq} = 0.9$ então temos um dano em 10% da seção transversal na região onde esta razão é verdadeira. Temos também que para simular a mola danificada considera-se que a sua rigidez será reduzida para $k_i^* = k_i - \varepsilon k_i = (1 - \varepsilon)k$, onde ε é um número pequeno. O número ε é obtido substituindo a expressão anterior na razão de dano. No exemplo dado, para $k_{eq}^*/k_{eq} = 0.9$, isso implicará em $\varepsilon = 0.1$. Neste caso, os valores das Eqs. (8) e (9), serão respectivamente, $\Delta\omega_1/\omega_1 = -0.0381$ e $\Delta\delta/\delta = -0.111$.

Notar que o dano causado numa das molas é, grosseiramente, equivalente à redução pela metade do comprimento da barra (excluindo-se os efeitos de massa); a deflexão estática é, grosseiramente, a mesma para uma falha de pequenas dimensões, quando comparada com o comprimento total da mesma.

Para o modelo contínuo, $k^*/k = (EA^*/L)/(EA/L) = A^*/A = 1 - \varepsilon$, e suas sensibilidades são dadas por,

$$\frac{\Delta\omega_1}{\omega_1} = \frac{\omega_i^*}{\omega_i} - 1 = \frac{\sqrt{(\lambda_1 A^* E)/(\mu L^2)}}{\sqrt{(\lambda_1 A E)/(\mu L^2)}} - 1 = \sqrt{1 - \varepsilon} - 1 \quad (10)$$

e,

$$\frac{\Delta\delta}{\delta} = 1 - \frac{\delta^*}{\delta} = 1 - \frac{FL/A^*E}{FL/AE} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (11)$$

onde μ é a razão massa/comprimento, E é o módulo de elasticidade, e A e A^* são as áreas da seção transversal sem defeito e com defeito, respectivamente. Para o modelo contínuo, $\Delta\omega_1/\omega_1$ é um limite superior pois assume-se uma redução uniforme da área A^* ; no caso longitudinal, a deflexão estática é insensível às reduções local ou global de área. Admitindo a razão de defeito 0.9, obtém-se das Eqs. (10) e (11) os valores $-0,0513$ e $-0,111$, respectivamente.

4. MODELOS CONTÍNUOS – PARÂMETROS DISTRIBUÍDOS

Para comparar os autovalores dos modelos discreto e distribuído, é necessário apenas tomar como limite do modelo discreto um número de GDL tendendo para infinito, e depois comparar este ao modelo distribuído. Para o caso de barra sujeita a vibrações longitudinais, engastada numa extremidade e livre na outra, conforme ilustrado na Fig. (3), para obter-se a equação geral de movimento do sistema, assume-se que não há forças externas atuando e que o efeito de amortecimento é nulo. Após alguns desenvolvimentos matemáticos, pode-se calcular as frequências naturais de vibração, conforme denotado por Craig (1981),

$$\omega_n = \frac{(2n + 1)\pi}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (12)$$

onde, $n=0, 1, 2, \dots$ são os modos de vibração, ρ é a densidade do material (N/m^3) e L o comprimento da barra (m). Neste caso, o primeiro auto-valor do sistema contínuo será igual a 1,570796.

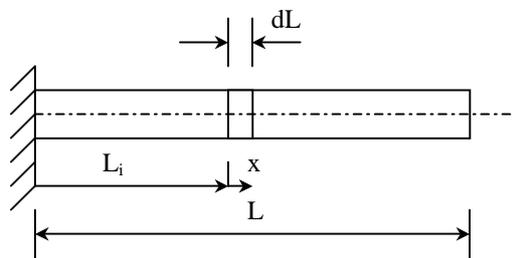


Figura 3. Modelo de sistema contínuo ou distribuído.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para investigar a sensibilidade relativa de deflexão estática e frequência de vibração, partindo-se de um modelo discreto para um modelo contínuo, serão apresentados a seguir alguns resultados utilizando-se o modelo de parâmetros concentrados Fig. (4), onde foram feitas simulações variando-se o número de GDL de 2 a 1000, para observar o seu efeito nas aproximações com o modelo contínuo. Segundo Doebelin (1980) quando aumenta-se o número de discretizações ou GDL, o modelo dos parâmetros concentrados se aproxima do modelo contínuo, fornecendo resultados satisfatórios.

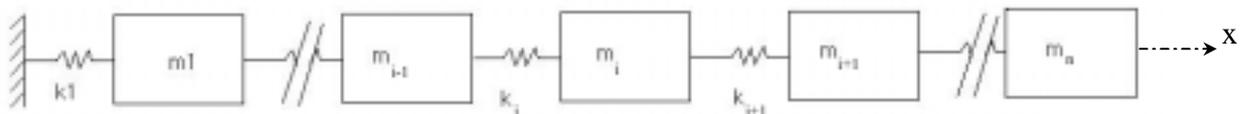


Figura 4. Modelo do sistema discreto (n GDL).

Ao utilizar o modelo de parâmetros concentrados, adotou-se uma barra de aço de dimensões 0.457 m x 0.013 m x 0.013 m. Considerou-se ainda que $k_1 = k_2 = \dots k_n = k$, $m_1 = m_2 = \dots m_n = m$ e que $k_{eq} = k/2$. Inicialmente simulou-se a barra sem dano para obter-se a primeira frequência natural do sistema para valores de GDL crescentes, conforme ilustrado na Tab. (1). Constata-se que à medida que aumenta-se o número de GDL, os auto-valores obtidos se aproximam cada vez mais do auto-valor do modelo contínuo, validando assim o modelo dos parâmetros concentrados.

Tabela 1. Comparação de resultados obtidos através do modelo de parâmetros concentrados versus modelo contínuo para a primeira frequência natural do sistema.

GDL	Valor aproximado	Erro (%)- comparando com 1.570796
2	1.545	1.642
3	1.558	0.815
4	1.563	0.496
5	1.565	0.369
10	1.569	0.114
20	1.57036	0.0278
50	1.57038	0.0265
100	1.57050	0.0188
200	1.570791	0.000318
500	1.5707959	0.000006366
1000	1.570796	0.0

O sistema danificado foi simulado para quatro situações diferentes. Primeiro considerou-se que a mola k_1 estava danificada e então simulou-se utilizando a razão de dano $k_{eq}^*/k_{eq}=0.9$ e $k_{eq}^*/k_{eq}=0.5$. Depois considerou-se que a mola k_2 estava danificada em vez de k_1 , e então utilizou-se as mesmas razões de dano. Após obter-se os auto-valores do sistema com dano, a sensibilidade da frequência e da deflexão estática foram calculadas pelas expressões dadas pelas Eqs. (8) e (9).

As Tabelas (2) e (3) mostram os resultados obtidos. Pela simples observação das tabelas percebe-se que a sensibilidade da deflexão estática permanece constante apesar do aumento do número de GDL. A sensibilidade da frequência, porém, diminui com o aumento do número de GDL, conforme Jenkins et al (1997).

Tabela 2. Sensibilidade da Frequência e da Deflexão Estática considerando o movimento longitudinal de uma barra engastada e que a mola K_1 está danificada.

GDL	$K_{eq}^*/K_{eq}=0.9$		$K_{eq}^*/K_{eq}=0.5$	
	$\Delta\omega_1/\omega_1$	$\Delta\delta/\delta$	$\Delta\omega_1/\omega_1$	$\Delta\delta/\delta$
2	-0.0381	0.111	-0.2424	1.0
3	-0.0290	0.111	-0.2001	1.0
4	-0.0233	0.111	-0.1690	1.0
5	-0.0193	0.111	-0.1458	1.0
10	-0.0104	0.111	-0.0854	1.0
20	-0.0054	0.111	-0.0462	1.0
50	-0.0021	0.111	-0.0193	1.0
100	-0.0010	0.111	-0.0099	1.0
200	-5.5328e-4	0.111	-0.004962	1.0
500	-2.224e-4	0.111	-0.001994	1.0
1000	-1.116e-4	0.111	-9.985e-4	1.0

Tabela 3. Sensibilidade da Frequência e da Deflexão Estática considerando o movimento longitudinal de uma barra engastada e que a mola K_2 está danificada.

GDL	$K_{eq}^*/K_{eq}=0,9$		$K_{eq}^*/K_{eq}=0,5$	
	$\Delta\omega_1/\omega_1$	$\Delta\delta/\delta$	$\Delta\omega_1/\omega_1$	$\Delta\delta/\delta$
2	-0.01520	0.111	-0.12433	1.0
3	-0.01895	0.111	-0.14331	1.0
4	-0.01807	0.111	-0.13640	1.0
5	-0.01635	0.111	-0.12513	1.0
10	-0.00992	0.111	-0.08112	1.0
20	-0.00530	0.111	-0.04551	1.0
50	-0.00197	0.111	-0.01911	1.0
100	-9.28e-4	0.111	-0.00967	1.0
200	-5.53e-4	0.111	-0.00496	1.0
500	-2.224e-4	0.111	-0.001994	1.0
1000	-1.116e-4	0.111	-9.985e-4	1.0

Para entender porque isso ocorre é necessário compreender o que significa o aumento do número de GDL para o sistema. Sabe-se que $k=AE/(L/n)$ onde A é a área da seção transversal, E é o módulo de elasticidade do material, L é o comprimento da barra e n é o número de GDL. Quando se utilizam apenas 2 GDL e k_1 está danificado, então está sendo considerado que o dano afetou a rigidez de metade da barra. Pela expressão acima observamos que à medida que o número de GDL aumenta, estamos considerando que o dano está afetando uma parte menor da barra gerando, portanto, uma menor variação na frequência o que diminui a sensibilidade deste parâmetro.

Para uma melhor visualização do fenômeno, a Fig. (5) ilustra a variação da sensibilidade da frequência em função do número de GDL, onde nota-se que independente da escolha entre k_1 ou k_2 à medida que aumenta-se o número de GDL, a variação da frequência tende a zero. Isso mostra que a frequência (propriedade dinâmica) é um fenômeno distribuído dependente da massa, sendo por isso praticamente insensível para detectar danos localizados devido às suas pequenas variações.

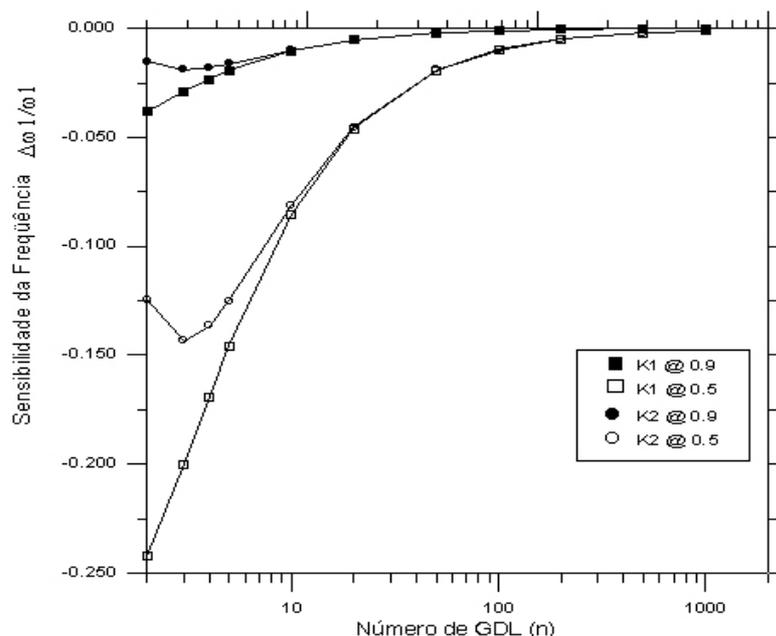


Figura 5. Sensibilidade da frequência versus o número de GDL para o sistema de parâmetros concentrados adotado.

Por outro lado, nota-se que a deflexão estática independe do número de GDL, pois é função apenas da razão de dano, o que significa que o dano pode ter afetado a metade da barra ou apenas uma pequena parte da mesma, mas independente disso a sensibilidade não será afetada. Neste caso, pode-se afirmar que a deflexão estática é uma propriedade localizada, e independente da distribuição de massa. Modelos envolvendo estruturas tubulares tipo Dutos, simulando o aumento de uma trinca, estão sendo realizados, com vistas a estender estas discussões e melhor validar os resultados obtidos.

6. CONCLUSÕES

Após a realização deste trabalho concluímos que para estruturas simples, a deflexão estática é um indicador mais sensível de danos estruturais que a variação da frequência. A deflexão estática é um fenômeno localizado e é isso que lhe confere uma boa sensibilidade para detecção de falhas. Já a variação da frequência é um fenômeno distribuído, o que faz com que a sua sensibilidade seja pequena para a detecção de falhas. Por outro lado, como a investigação foi desenvolvida para modelos simulados faz-se necessário a realização de estudos experimentais de modo a se apresentar resultados mais conclusivos acerca da superioridade da sensibilidade da deflexão estática aplicadas em estruturas reais, uma vez que nem sempre é simples determinar a deflexão estática nessas estruturas. Estudos sobre a viabilidade de utilização desse método de monitoramento em dutos reais estão sendo desenvolvidos pelos autores, onde espera-se obter resultados mais promissores.

7. AGRADECIMENTOS

À Agência Nacional de Petróleo-ANP, pelo apoio financeiro concedido.
À UFPB/CCT/DEM.

8. REFERÊNCIAS

- Craig, R. R., 1981, "Structural Dynamics – An Introduction to Computer Methods", John Wiley & Sons, New York, 527 p.
- Doebelin, E. O., 1980, "System Modeling and Response – Theoretical and Experimental Approaches", John Wiley & Sons, New York, 585 p.
- Jenkins, C. H., Kjerengtroen, L. and Oestensen, H., 1997, "Sensitivity of Parameter Changes in Structural Damage Detection", Shock and Vibration, Vol. 4, No. 1, pp 27-37.
- McConnell, K. G., 1995, Vibration Testing - Theory and Practice, John Wiley & Sons, New York,, 606 p.
- Meirovitch, L., 1986, "Elements of Vibration Analysis", Second edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 560 p.

9. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

DEVELOPMENT OF MODELS AND COMPUTACIONAL SIMULATION OF FAULTS IN PIPELINES AND STRUCTURES

Abstract. The condition monitoring of structures by the analysis of vibratory signals, has already been used in industrial plants, mainly in situations where an unexpected fault can cause great financial and/or environmental damages. Among the several techniques used today, the classic modal analysis and processing of vibration signals, has contributed for the detection process and fault diagnosis. Some developments accomplished through the modal parameter analysis such as frequency variation, damping and mode shape have permitted the analysis of periodic or transient

events, taking to the detection of damages in structures (ex. appearance of cracks, crack in weld joints, located erosion etc.), reason for the which the application of these techniques is suggested.

This work intends to investigate the problem concerning the fault detection in pipelines and structures seeking the prediction of the remaining useful lifetime through the application of modal analysis methods, comparing the variation of the static deflection with the dynamic measures of the frequencies for structure models with located faults. It was evidenced that the static deflection can be a sensitive predictor and that combined with dynamic measures it can becomes a good detection and diagnosis tool of faults in some physical situations.

Keywords: *Fault models; Computer simulation; Modal analysis; Pipelines and Structures.*