



## PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL PARA ESTUDOS EM DINÂMICA DE ROTORES HORIZONTAIS

Marcus Vinicius Gomes Diniz Abrantes <sup>1</sup>  
[marvin@ufrj.br](mailto:marvin@ufrj.br)

Miguel Angelo de Carvalho Michalski <sup>1</sup>  
[michalski@ufrj.br](mailto:michalski@ufrj.br)

Moysés Zindeluk <sup>1</sup>  
[moyses@serv.com.ufrj.br](mailto:moyses@serv.com.ufrj.br)

Arthur Palmeira Ripper <sup>1</sup>  
[ripper@serv.com.ufrj.br](mailto:ripper@serv.com.ufrj.br)

Renato de Oliveira Rocha <sup>2</sup>  
[renato@cepel.br](mailto:renato@cepel.br)

<sup>1</sup> Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ – Programa de Engenharia Mecânica

<sup>2</sup> Centro de Pesquisa de Energia Elétrica – CEPTEL

**Resumo.** Atualmente a dinâmica de maquinaria rotativa é um dos assuntos mais importante em engenharia mecânica, incorporando atividades relacionadas à compreensão de fenômenos, modelagem matemática e testes experimentais. Conseqüentemente, a importância de uma boa educação nesta área fica evidente para os níveis de graduação e pós-graduação. Particularmente, em um país como o Brasil, devido à grande quantidade de usinas geradoras de energia elétrica, como também de indústrias petroquímicas e metalúrgicas, esta necessidade fica evidente. Para desenvolver ensino e pesquisa nesta área, foi promovidos pelo Programa de Engenharia Mecânica (PEM) da COPPE/UFRJ, juntamente com o Centro de Pesquisas em Energia Elétrica (CEPEL/Eletróbrás), o projeto e construção de uma bancada experimental para rotores horizontais no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAVI) da Universidade. O trabalho, inteiramente realizado pelos dois primeiros autores no seu projeto final de graduação em Engenharia Mecânica, exemplifica também a abrangência que se pode ter em tal experiência de aprendizado. Seu projeto modular permite a rápida modificação do modelo estudado, variando desde a distância entre mancais até o número e posição dos discos fixados no eixo. Deste modo, diversos estudos poderão ser realizados, abrindo novos horizontes para o ensino de dinâmica e vibrações em engenharia mecânica.

**Palavras-Chaves:** bancada experimental, dinâmica de rotores, projeto de máquinas, vibrações mecânicas.

### 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de se aperfeiçoarem e otimizarem projetos, baixar os custos de operação e obter maior robustez e confiabilidade nos equipamentos impõe tarefas próprias ao engenheiro mecânico,

que necessita de aparato experimental para testar novos modelos e técnicas, além de desenvolver seu conhecimento e domínio sobre o assunto.

O objetivo principal deste trabalho é documentar o projeto e construção de uma bancada na qual possam ser realizados experimentos com rotores horizontais. Tal projeto é mais um passo em todo um conjunto de estudos promovidos para desenvolvimento do País e melhor formação de profissionais na área de engenharia mecânica.

O trabalho pode ser dividido em três etapas distintas, porém interligadas. Primeiramente, são definidos os parâmetros básicos que devem ser utilizados no projeto da bancada. Para tal, são utilizados não só conceitos de dinâmica de rotores, vibrações mecânicas e projeto de máquinas, encontrados na literatura, como também trabalhos anteriores, desenvolvidos dentro da área.

Numa segunda etapa, com as idéias iniciais formadas, o projeto é desenvolvido. Observa-se que nenhum critério numérico é apresentado para o projeto das peças, como fatores de segurança, critérios de deformação ou resistência, tensões de ruptura, tão clássicos na engenharia mecânica. De fato, os critérios enfatizados neste trabalho são de comportamento dinâmico e não de resistência estática. A terceira etapa consiste na construção e montagem propriamente dita, onde cada peça assume sua função e recebe os ajustes finais necessários.

## 2. MODELAGEM DO ROTOR

Na modelagem de um sistema eixo-disco-mancal, como o que é tratado aqui, o eixo não pode ser modelado como um corpo rígido, uma vez que possui flexibilidade. O mesmo acontece com os mancais, que possuem rigidez e amortecimento próprios. Já o disco é um corpo rígido e seu movimento pode ser descrito como movimento em torno de um ponto fixo, mas não um movimento com ponto fixo, como visto a partir de Tenenbaum (1997) e Rocha (1992).

A análise dinâmica de tal sistema é complexa e, para determinar os parâmetros iniciais do projeto, como o número de discos necessários, suas dimensões, o diâmetro do eixo, seu comprimento e a distância entre mancais, por exemplo, foram realizadas diversas simulações com o programa computacional RotMEF®. A partir de seus resultados, foi iniciado o projeto das peças que formam o sistema. Este programa, utilizando o Método dos Elementos Finitos, analisa o comportamento dinâmico de um sistema eixo-disco-mancal através da entrada de dados que caracterizem tal conjunto.

O programa se baseia na equação de movimento que caracteriza o rotor, um sistema com vários graus de liberdade, considerando sua inércia, rigidez e o efeito giroscópico, porém, desprezando o amortecimento. No caso, o efeito giroscópico é de particular importância porque gera um acoplamento de movimento que torna complexos (não planos) os modos naturais de vibração. Assim, a equação diferencial que rege o sistema em vibração livre pode ser reduzida à Eq.(1), a seguir.

$$M\ddot{u} + G\dot{u} + Ku = 0 \quad (1)$$

Sendo:

- $M$  – Matriz de Inércia do Sistema;
- $K$  – Matriz de Rigidez do Sistema.
- $G$  – Matriz Giroscópica do Sistema.

A origem do efeito giroscópico em um sistema eixo-disco-mancal agora pode ser entendida. Considere-se a figura Fig. (1). A base  $\mathcal{R}$  é fixa em um referencial inercial e sua origem é um ponto fixo. A base  $\mathcal{D}$  é fixa no disco, com origem no centro deste e, acompanhando todo seu movimento.

Esse movimento é a combinação de duas rotações, a princípio. Uma, a rotação em torno da direção “y” e outra, em torno de uma direção perpendicular a “y” portanto, no plano “xy”.

Essa segunda rotação é causada pela flexão do eixo. Neste caso simples, surge uma terceira rotação, perpendicular à segunda mencionada, causada por um momento oriundo do efeito

giroscópico. Com isso, o disco sofrerá rotações em suas três direções principais de inércia e seu comportamento poderá ser alterado conforme sua posição no eixo, sua distância ao ponto de origem de  $\mathcal{R}$  e, também, sua inércia.

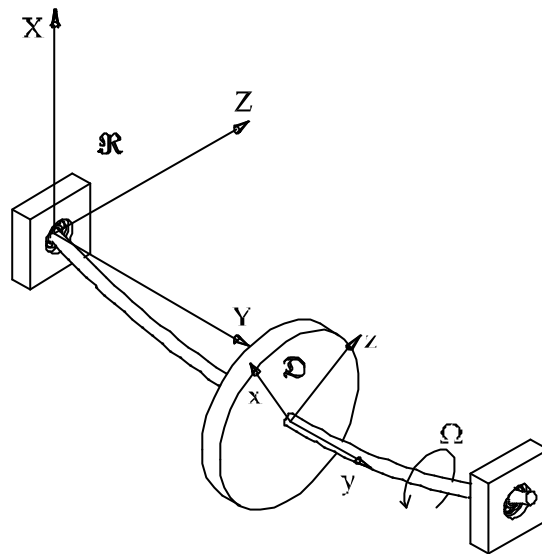


Figura 1. Esquema do Rotor

Observa-se um esquema do disco com suas três rotações na Fig.(2), a seguir.

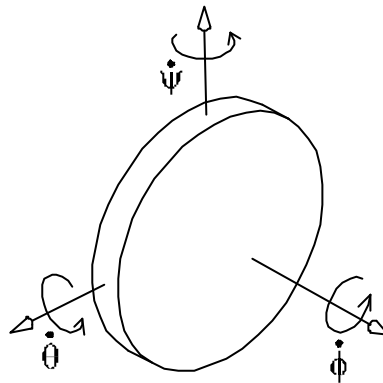


Figura 2. Disco e Rotações

A proposta é que a bancada construída ofereça boa versatilidade, a fim de que sejam realizados ensaios com diversas configurações e que se possam introduzir novos dispositivos sem exigir grandes modificações no projeto original. É esperado que, dentre essas configurações, algumas possibilitem que o segundo grupo de frequências características do sistema seja alcançado devido à importância de comparações com máquinas reais, que geralmente passam por diversas críticas, como estudado por Abreu (2001).

Além das comparações de resultados com máquinas reais, também há grande interesse em comparar o comportamento da bancada com outras similares, porém com eixo vertical. Para isso, o diâmetro do eixo foi fixado em 8 mm, o mesmo que utilizado em outros projetos LAVI/CEPEL, como estudado por Murta (2000).

Durante o trabalho verificou-se que, ao utilizar eixos com diâmetros maiores, na mesma configuração, os valores das frequências características se elevam bastante, devido ao aumento da rigidez do eixo. Pode-se aproximar este efeito com a seguinte abordagem: Analisando o eixo isoladamente, modelando-o como uma simples viga bi-apoiada, com carregamentos provenientes

apenas de seu peso próprio, as frequências naturais são dadas a partir da Eq. (2), obtida de Thomson (1998) e Fonseca (1964).

$$f_n = \frac{n^2 \mathbf{p}}{2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{ml^3}} \quad (2)$$

Sendo:

- $f_n$  – n-ésima frequência natural do sistema;
- $E$  – Módulo de Elasticidade do material;
- $I$  – Momento Principal de Inércia da seção transversal;
- $m$  – massa do eixo;
- $l$  – comprimento entre apoios.

Nota-se que o termo  $EI/l^3$  é responsável pela rigidez do eixo, o que também pode ser verificado dimensionalmente. Logo, quanto maior este valor maiores serão as frequências naturais do sistema.

Para uma viga de seção circular, temos que:

$$m = \frac{\mathbf{r} \cdot \mathbf{p} \cdot d^2 \cdot l}{4} \quad (3)$$

$$I = \frac{\mathbf{p} \cdot d^4}{64} \quad (4)$$

Onde:

- $\mathbf{r}$  – Massa Específica do material;
- $d$  – diâmetro do eixo;

Substituindo Eq. (3) e Eq. (4) em Eq. (2), obtemos uma relação direta entre a frequência natural do eixo e seu diâmetro.

$$f_n = \frac{n^2 \mathbf{p}}{8 \cdot l^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\mathbf{r}}} \cdot d \quad (5)$$

A partir de Eq. (5) fica claro que a frequência natural do eixo é diretamente proporcional a seu diâmetro. No sistema completo, pode-se fazer uma extrapolação desse raciocínio e admitir que um diâmetro maior do eixo acarretará frequências naturais mais elevadas do sistema.

Por outro lado, diâmetros menores proporcionam grandes deflexões estáticas no eixo, para o caso do rotor horizontal. Para obter valores que indiquem a qualidade de um modelo sob este aspecto, a deflexão estática é utilizada como parâmetro do projeto.

No caso mais simples, com o disco situado no centro do eixo, a deflexão máxima, desprezando o peso do eixo que é muito menor do que o peso do disco, dada por exemplo, em Shigley (1986) é:

$$\mathbf{d}_{máx} = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (6)$$

Sendo:

- $P$  – peso do disco;

Nota-se novamente aqui o termo referente à rigidez do eixo ( $48EI/l^3$ ). O fator 48 aparece devido à posição da carga no eixo.

Assim, é preciso escolher uma configuração do rotor que não comprometa nenhum dos dois fatores em questão.

Por se tratar de um trabalho experimental, não se fixa um valor ideal, mas sim uma faixa mais favorável para a realização dos experimentos. Utilizando um a três discos e mantendo o eixo com 8 mm de diâmetro, foram atingidas de duas a quatro velocidades características, diretas e retrógradas, entre 1000 rpm e 5000 rpm. A deflexão estática variou entre 0,4 mm a 2,0 mm. A distância entre os mancais ficou determinada entre 500 mm e 600 mm. Os discos possuem 110 mm ou 115 mm de diâmetro com 15 mm de espessura nas simulações realizadas.

Como exemplo, a Fig.(3) ,mostra o Diagrama de Campbell para o caso utilizando dois discos diferentes, sendo o menor mais ao centro e o maior próximo a um dos mancais, como apresentado na Fig. (4).

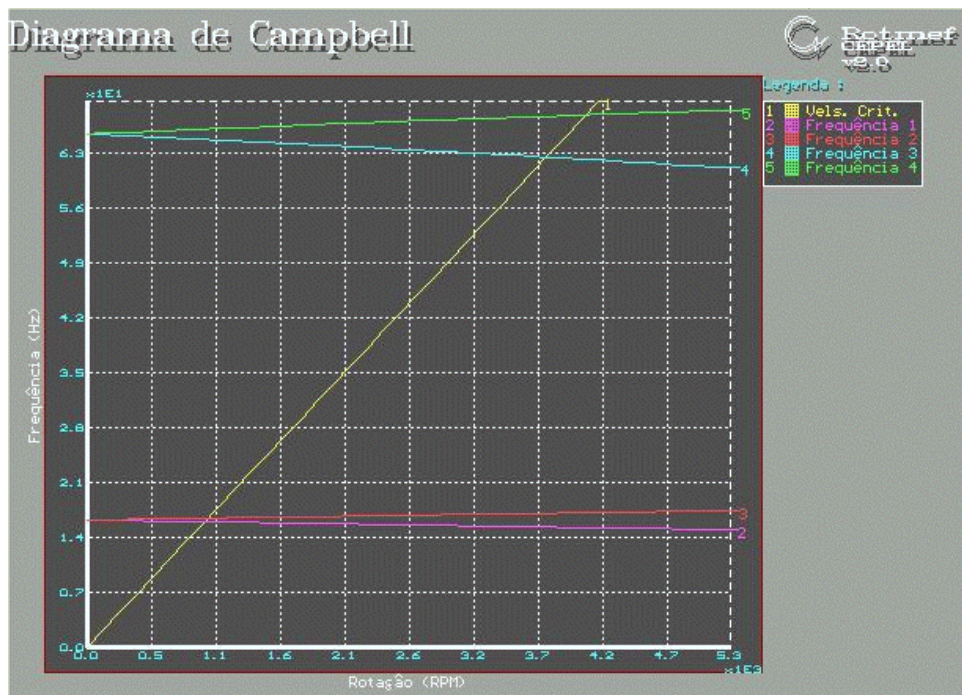


Figura 3. Diagrama de Campbell do Modelo

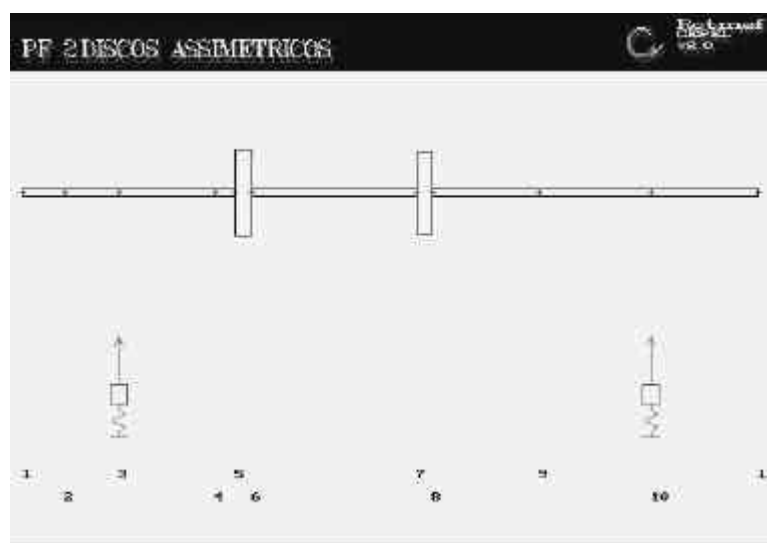


Figura 4. Modelo com dois Discos

### 3. A BANCADA EXPERIMENTAL

De maneira simples, podemos dizer que a bancada experimental consiste em um sistema eixo-discos, apoiado por mancais e acionado por um motor elétrico, fixado sobre uma base metálica. A bancada possui suportes para posicionamento de sensores indutivos destinados a captar o movimento dos discos e determinar suas órbitas, além de suportes para o motor elétrico, para os mancais e um limitador de amplitude do eixo. Todas as peças são projetadas de modo a permitir uma rápida modificação do protótipo estudado, variando a distância entre mancais, além do número e posição dos discos fixados no eixo.

Os componentes primários do projeto são o eixo e os discos. Foram fabricados quatro discos, em aço, sendo um par de 110 mm de diâmetro, com massa aproximada de 1,0 kg cada e outro, 115 mm de diâmetro, com massa de 1,1 kg cada. O eixo, por sua vez, teve um comprimento determinado em 800 mm, em aço prata. Desse modo, a diversidade nos testes é garantida, podendo ser montadas diversas configurações.

Um outro elemento de grande importância no projeto, mesmo não sendo desenhado ou fabricado durante o trabalho, é a base metálica onde são fixados os componentes intermediários do sistema. Essa base se assemelha às utilizadas pelas máquinas de fabricação mecânica, possuindo um corte longitudinal na forma de um “T” invertido, utilizado como trilho-guia para as peças. Essa base, que por sua vez é presa a um bloco de concreto, garante uma rigidez muito elevada fazendo com que suas frequências naturais estejam distantes das do rotor.

As demais peças da bancada são fixas à base metálica pelo trilho através de um sistema mostrado na Fig. (5), a seguir, exemplificado pelo limitador de amplitude. Todas as peças fixas na base também foram feitas de modo a manter a rigidez das partes estacionárias elevada.

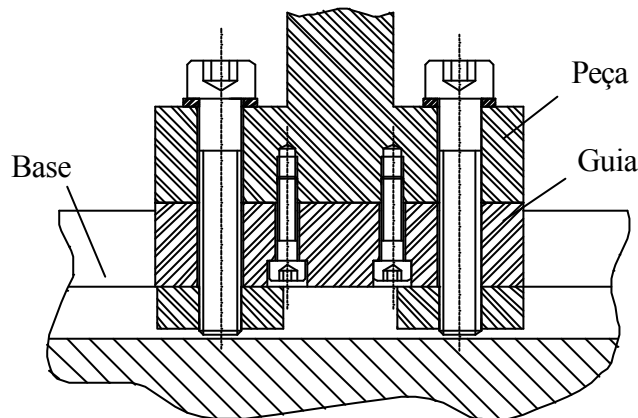


Figura 5. Guia de Fixação

O suporte dos mancais é feito numa peça única para abrigar rolamentos de esfera posicionados através de tampas, sendo que um dos suportes permite uma pequena movimentação axial ao rolamento e o outro não. A base do motor é maciça e o mantém nivelado com o resto do sistema. O limitador de amplitude é uma peça semelhante ao suporte dos mancais, bi-partida com um anel de Teflon® para não danificar o eixo caso este atinja grandes amplitudes de vibração. Todas as peças aqui descritas foram fabricadas em aço.

O sistema de base para os sensores é composto por três peças, sendo uma base e dois suportes. Um deles abriga o sensor axial e o outro, dois sensores radiais, perpendiculares entre si, posicionados a 45° da superfície da base, seguindo modelos utilizados em turbinas reais, com a máxima rigidez dos braços de suporte. O suporte dos sensores é fabricado em alumínio, garantindo a não interferência da corrente na aquisição dos sinais.

Os sensores a serem montados na bancada foram especificados do tipo indutivo, ou corrente parasita, da marca Balluff®, modelo BAW 018-PF-1-K-03, com uma faixa de operação de 1,25 a 8 mm, sendo a faixa linear entre 1,75 a 5,75 mm. O motor adquirido é da marca WEG®, trifásico,

com 0,33 HP de potência, preparado para ser utilizado numa rede de 60 Hz e 220/380 V controlado por um inversor de frequência, da mesma marca que o motor, modelo ML-2.6/1AC. 200-240 possuindo uma saída que pode variar de 0 a 300 Hz, 2.6 A, trifásica, de acordo com a alimentação do motor. No caso, a saída é ajustada para os experimentos de 0 a 100 Hz.

Pode-se visualizar a bancada através das figuras seguintes, Fig. (6) e Fig. (7).

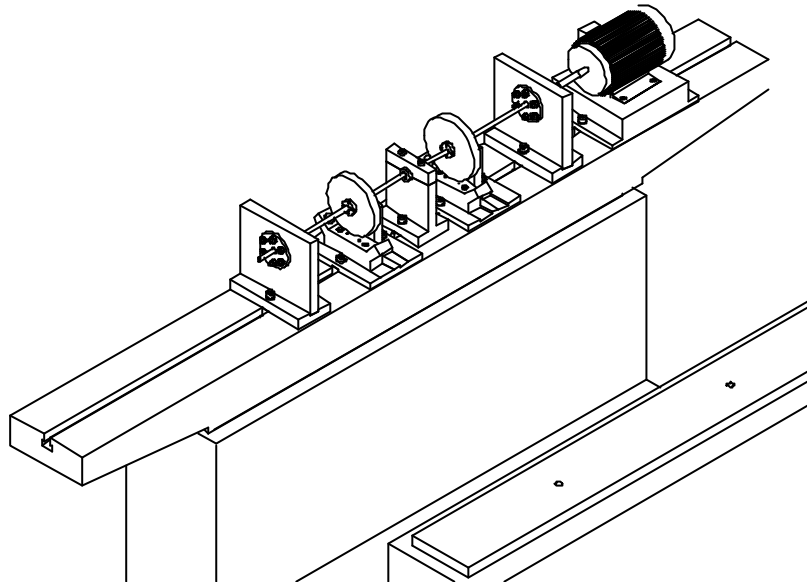


Figura 6. Desenho da Bancada Experimental



Figura 7. Bancada Experimental Montada

#### 4. POSSIBILIDADES DA BANCADA

Dentre os testes possíveis incluem-se experimentos que analisem o comportamento de um sistema com mancais de esferas, mancais hidrodinâmicos, mancais magnéticos, além de testes com trinca em eixo, fadiga do sistema, análise de órbita, testes com desbalanceamento e desalinhamento, estudo da influência de diferentes tipos de acoplamentos, controle ativo de vibrações,

desenvolvimento de *softwares*, entre outros importantes para a determinação de falhas em máquinas rotativas.

Nesta gama de experimentos futuros, alguns exigem pequenas modificações ou adaptações na bancada. Outros, porém, são facilmente realizáveis na configuração atual. Alguns são especialmente interessantes, pois somente podem ser desenvolvidos adequadamente em modelos horizontais (caso de eixos com trinca). Outros podem ser comparados com resultados já obtidos em modelos verticais. Como um todo, as possibilidades oferecidas são inúmeras.

## 5. CONCLUSÕES

Ao final deste trabalho, pode-se dizer que nem sempre um trabalho de cunho experimental se desenvolve como esperado, e que muitas vezes, não se chega a um objetivo. Porém, devido ao vasto campo de idéias que o experimentalismo possibilita, mesmo mantendo agregados os conceitos teóricos fundamentais, soluções podem ser sempre encontradas e, o produto final acaba tendo grandes chances de se tornar válido.

Não se pode dizer que este trabalho chegou a seu fim, pois são esperados muitos resultados vindos com o tempo. Aqui foi apresentado apenas um ponto de partida e esse objetivo foi cumprido. A partir daqui pode-se atingir uma nova gama de conhecimentos a respeito de um assunto tão discutido atualmente.

## 6. AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao apoio do CNPq, através da disponibilidade de bolsas de Iniciação Científica durante todo o decorrer do projeto. Além disso, ao apoio do CT-Petro, através de fundos para apoio à pesquisa. Também do CEPEL (Centro de Pesquisas da Eletrobrás), do LAVI (Laboratório de Acústica e Vibrações) da UFRJ e da Fundação COPPETEC. Agradecemos também a todos que de alguma forma contribuíram com o desenvolvimento da pesquisa.

## 7. REFERÊNCIAS

- Abreu, L. G. P.; 2001, *Análise de Vibrações de um Turbogenerador a Vapor*, Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Fonseca, A.; 1964, *Vibrações*, Rio de Janeiro, Ao Livro Técnico.
- Murta, M. S.; 2000, *Projeto, Construção e Avaliação Dinâmica de um Rotor Vertical suportado em Mancais Hidrodinâmicos*, Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Rocha, R. O.; 1992, *Modelagem e Simulação Computacional em Dinâmica de Rotores via Método dos Elementos Finitos*, Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ Brasil.
- Shigley, J. E.; 1986, *Mechanical Engineering Design*, First Metric Edition, International Edition, McGraw-Hill.
- Tenenbaum, R. A.; 1997, *Dinâmica*, Editora UFRJ, Rio de Janeiro.
- Thomson, W. T.; Dahleh, M. D.; 1998, *Theory of Vibration with Applications*, 5<sup>th</sup> ed., New Jersey, Prentice Hall.



# DESIGN AND CONTRUCTION OF AN EXPERIMENTAL WORKBENCH FOR STUDIES IN HORIZONTAL ROTORS DYNAMICS

Marcus Vinicius Gomes Diniz Abrantes <sup>1</sup>

[marvin@ufrj.br](mailto:marvin@ufrj.br)

Miguel Angelo de Carvalho Michalski <sup>1</sup>

[michalski@ufrj.br](mailto:michalski@ufrj.br)

Moysés Zindeluk <sup>1</sup>

[moyses@serv.com.ufrj.br](mailto:moyses@serv.com.ufrj.br)

Arthur Palmeira Ripper<sup>1</sup>

[ripper@serv.com.ufrj.br](mailto:ripper@serv.com.ufrj.br)

Renato de Oliveira Rocha <sup>2</sup>

[renato@cepel.br](mailto:renato@cepel.br)

<sup>1</sup>Federal University of Rio de Janeiro – UFRJ – Mechanic Engineering Program

<sup>2</sup>Center of Electric Power Research – CEPEL

**Abstract.** *Rotating Machinery dynamics is today one of the most important subjects in mechanical engineering science, incorporating activities related to phenomena comprehension, mathematical modeling and experimental tests. Accordingly, the importance of a good education in this area becomes evident to the graduate and undergraduate levels. Particularly, in a country like Brazil, due to the large amount of electric power plants, as also of petrochemical and metallurgical industries, this necessity becomes obvious. In order to improve the development of teaching and research in this area, it was promoted by the Mechanical Engineering Program (PEM) of COPPE/UFRJ, together with the Electric Power Research Center (CEPEL/Eletróbrás), the design and construction of a horizontal rotor test rig at the Acoustics and Vibrations Laboratory (LAVI) at the University. Entirely developed by the two first authors, in their graduation project, this work also illustrates the scope that can be swept in such an educational experience. The modular allows fast modifications of the studied prototype, being possible to change the distance between the bearings, and the number and position of the disks fastened to the shaft. So, several studies related to the subject can be accomplished, introducing new horizons to the dynamics and vibrations teaching in mechanical engineering.*

**Keywords:** *experimental workbench, rotor dynamics, machine design, mechanical vibrations.*