

ROTORES, PASSAGEM PELA RESSONÂNCIA E IMPACTOS

Aluno: Flavia de Castro N. Fernandes

Orientador: Hans Ingo Weber

Introdução

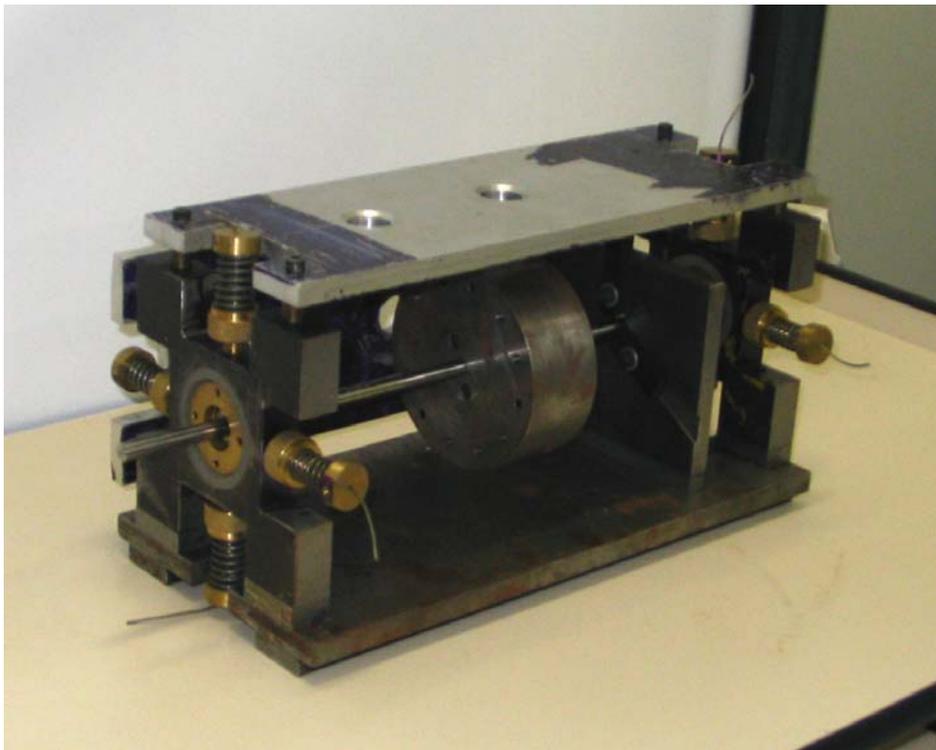
Esse projeto consiste na continuação do estudo de rotores. No ano anterior a bancada foi desenvolvida e foram iniciados testes para validar o modelo a ser utilizado. A nova etapa da pesquisa consistiu em desenvolver um novo sistema de excitação do sistema e o início de análises experimentais. Além de forçamento mais complexo também foram desenvolvidas novas técnicas para análise de sinais, que pudessem simplificar os estudos.

Objetivos

Obter novos mecanismos de forçamento do sistema, de forma a fazer uma análise mais completa do modo de vibração do sistema. O projeto consistiu em desenvolver o novo mecanismo, com a melhor forma de excitação, assim como seu suporte e acoplamento ao sistema. Também foram desenvolvidos novos programas computacionais para análise de sinais, com o objetivo de resumir e simplificar a exibição dos resultados.

Metodologia

O projeto anterior consistia uma bancada simples com um disco de ferro de 2,00kg centralizado em um eixo de 300mm. Nos mancais, existem molas nas duas direções, horizontal e vertical, que são tracionadas por cabos. Anteriormente, o sistema era excitado apenas por um martelo instrumentado e, com um acelerômetro no disco e outro no eixo, era possível medir a frequência natural do sistema.



(Figura 1)

O problema encontrado para essa forma de excitação foi a limitação em só fazer análises com o sistema parado. Não era possível analisar o modelo girando, pois os acelerômetros estavam presos ao próprio disco. Além disso, havia a limitação da faixa de aplicação do sistema de excitação.

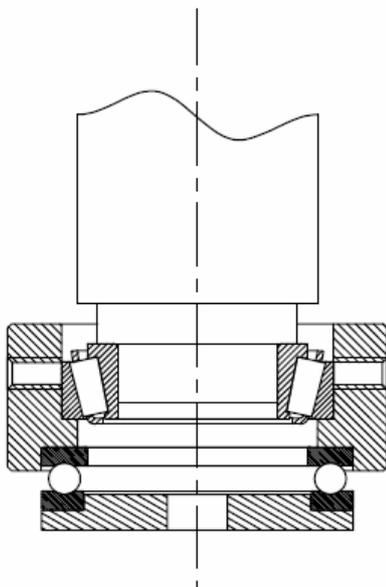
Pensou-se então em uma forma diferente de excitação e captação de sinais. Precisava-se de uma excitação constante e um mecanismo que pudesse captar sinais mesmo com o rotor em movimento. Assim, foi escolhido o mecanismo shaker como excitador vertical do sistema.

O problema em forçar com o shaker era a forma como a excitação seria feita e onde esse mecanismo se posicionaria. A estrutura de apoio deveria ser feita de forma a sustentar o shaker e transmitir a vibração ao sistema. Se apenas apoiássemos o shaker em uma estrutura sólida, a vibração poderia ser toda perdida para o suporte.

Tivemos também que decidir como seria a conexão entre o shaker e o eixo, e quais os sensores de análise de sinais que deveriam ser usados. As ferramentas deveriam ser capazes de medir a frequência de vibração e a força de aplicação.

Montagem do Sistema

Para transmitir a frequência do shaker ao acoplamento foi decidido por utilizar um acoplamento com rolamento cônico, que tem as vantagens de quando se aperta o parafuso frontal na hora da montagem, controla-se e elimina-se completamente qualquer tipo de folga radial, pois a montagem é forçada. Quando há folga radial entre os rolos, o mancal auxiliar não mede as vibrações do eixo e sim as vibrações relativas entre o eixo e a caixa do mancal auxiliar. No caso de utilizar mancal de esferas, é mais difícil controlar a folga radial de forma precisa.

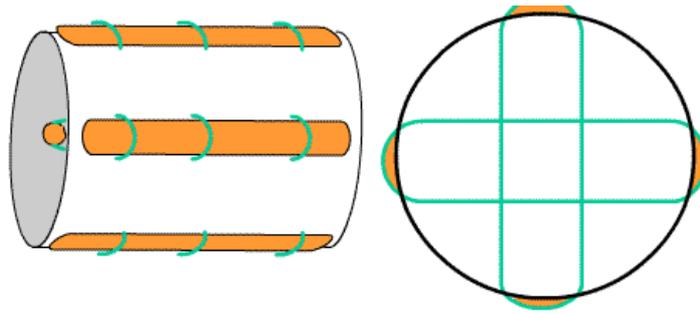


(Figura 2)

Utilizou-se para esse sistema o menor acoplamento de rolamento cônico disponível no mercado, mas que mesmo assim não tinha dimensões compatíveis com o eixo. Foi necessário construir uma peça a ser montada sobre o eixo e sobre a qual foi fixado o rolamento.

Ainda havia a dificuldade de prender o shaker ao sistema e determinar como seria transmitida a vibração. Optou-se por uma haste de metal curta para que não transmitisse também vibração ao acoplamento. Para sustentar o shaker era necessário um suporte que não vibrasse podendo comprometer os resultados.

A solução para os problemas com o suporte foi desenvolver uma estrutura de tubo com elásticos. O shaker encontra-se dentro de um tubo de 150 mm de diâmetro e está preso por elásticos que evitam que a vibração seja transmitida para a estrutura.



(Figura 3)

Análise de Sinais

Com o sistema montado deu-se início à análise de sinais. Para as medições foram utilizados dois sensores de deslocamento no disco, um na direção horizontal e outro na direção vertical, um sensor de força preso no acoplamento cônico e um acelerômetro também preso a esse acoplamento. Esses quatro mecanismos foram conectados a um analisador de sinais, que fornece um gráfico em função do tempo.

O objetivo de colocar dois sensores de deslocamento no disco era primeiramente para confirmar a amplitude. Buscou-se sempre uma menor amplitude horizontal e uma maior amplitude vertical, já que a excitação era nessa direção. O movimento horizontal comprovaria um acoplamento dinâmico entre as duas direções.

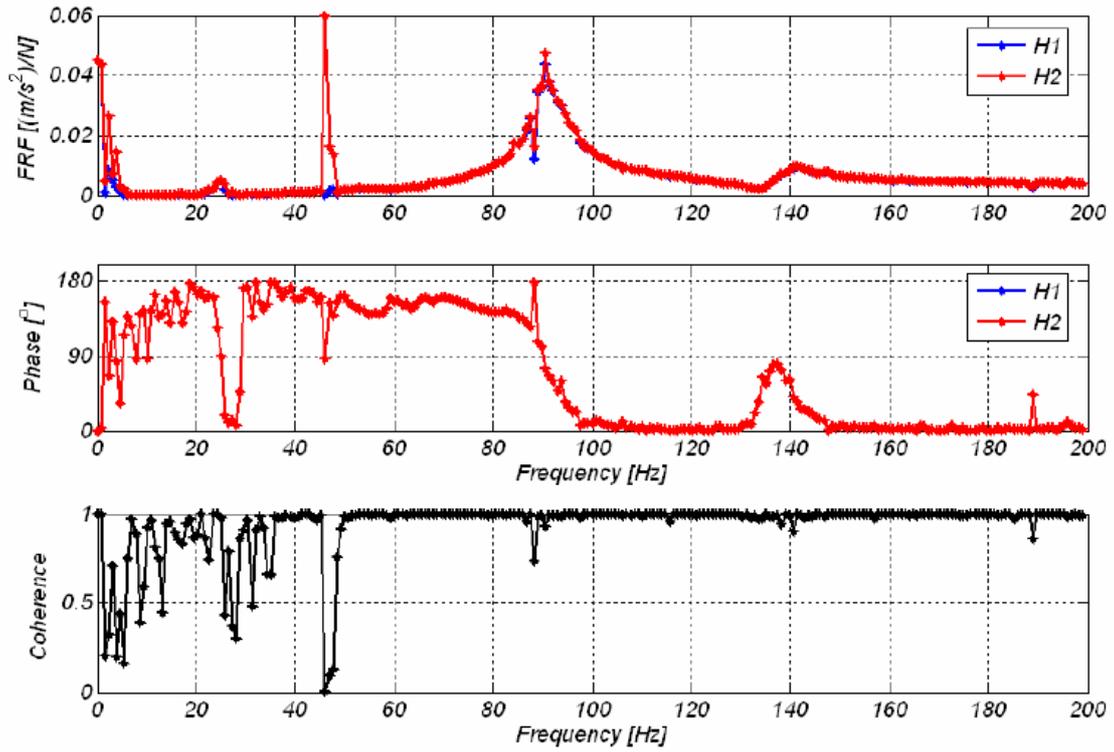
As respostas do analisador de sinais são em função do tempo. Medem-se as respostas do acelerômetro e do sensor de força que se encontram no acoplamento entre eixo e shaker, usando-se os sensores de deslocamento apenas para verificar o comportamento do disco. Foi usado um programa do software MatLab para obter a FRF do sistema. O objetivo final é fazer uma análise através dos gráficos do experimento.

Resultados Obtidos

Os resultados do programa são: resposta em frequência, força de excitação e coerência dos dados. Analisando os gráficos da figura 4 podemos chegar a três frequências naturais 25 Hz, 90.2 Hz e 141 Hz e antiressonâncias 29.2 Hz e 134 Hz.

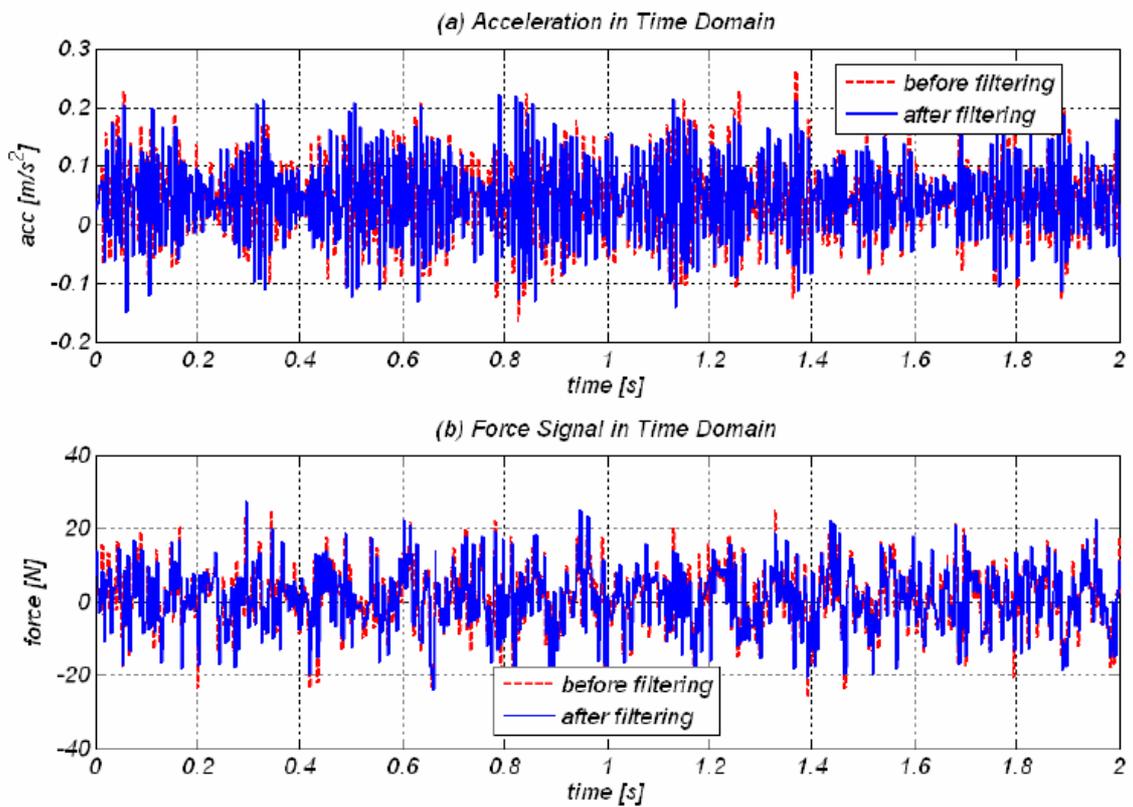
A sensibilidade do acelerômetro é $1,04 \times 10^{-3} \text{ V}/(\text{m}/\text{s}^2)$ e a sensibilidade do sensor de força $22,48 \times 10^{-3} \text{ V}/\text{N}$. As figuras 5a e 5b mostram os sinais de aceleração e força no domínio do tempo e da frequência, baseado nos valores de sensibilidade dos sensores temos aceleração na ordem de $0,2 \text{ m}/\text{s}^2$ e forças da ordem de 20 N, ou seja, 2 Kgf.

Resultados com o Motor Parado

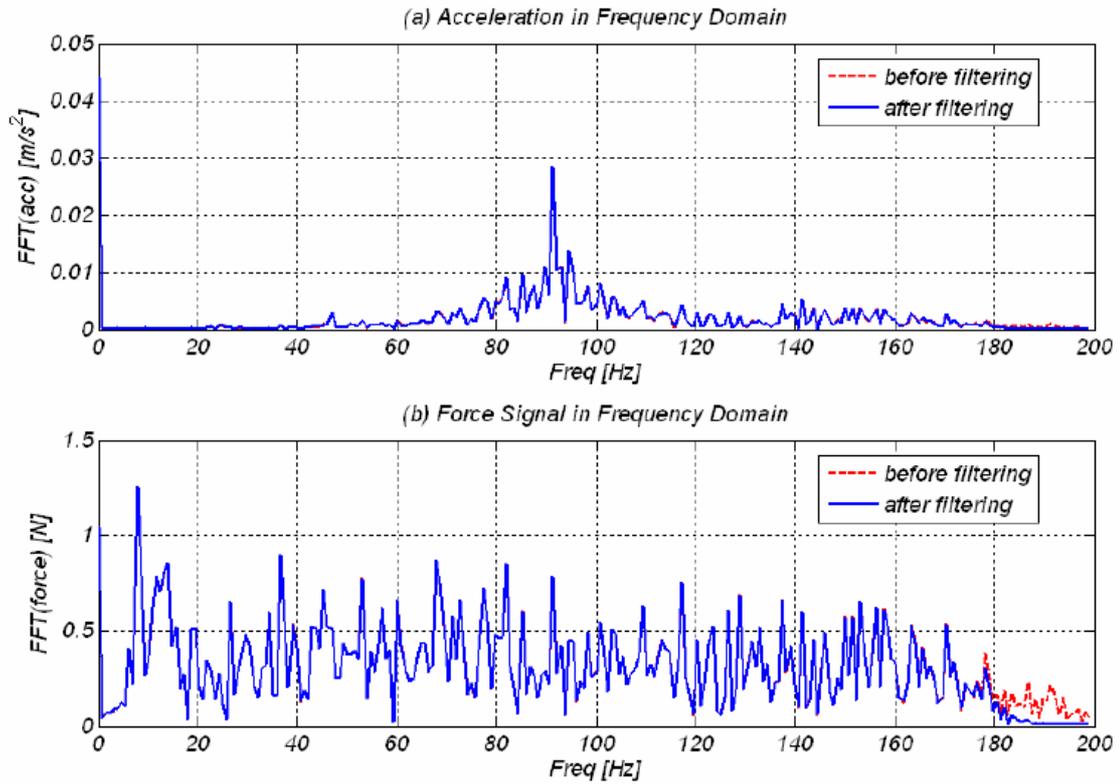


(Figura 4)

Nas figuras 4 e 5, H2 é a medida sem filtro e H1 é a medida com filtro. Nesse caso o filtro serviu apenas para limpar o sinal de alguma interferência externa como a rede elétrica.

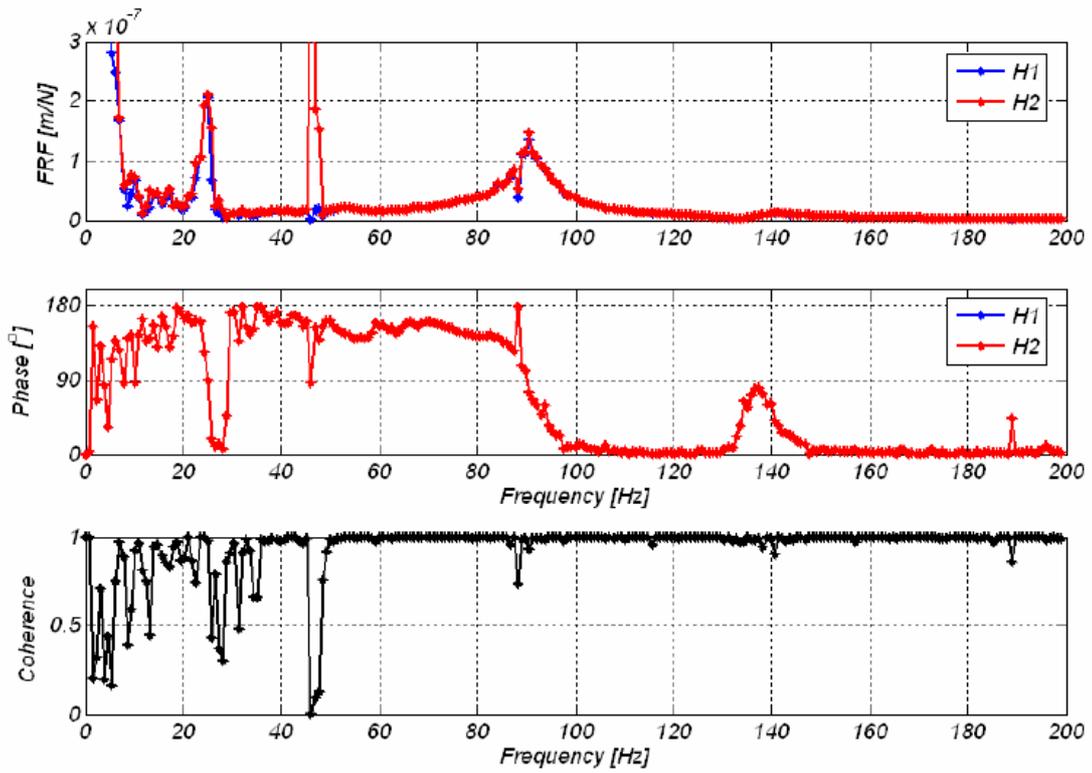


(Figura 5)



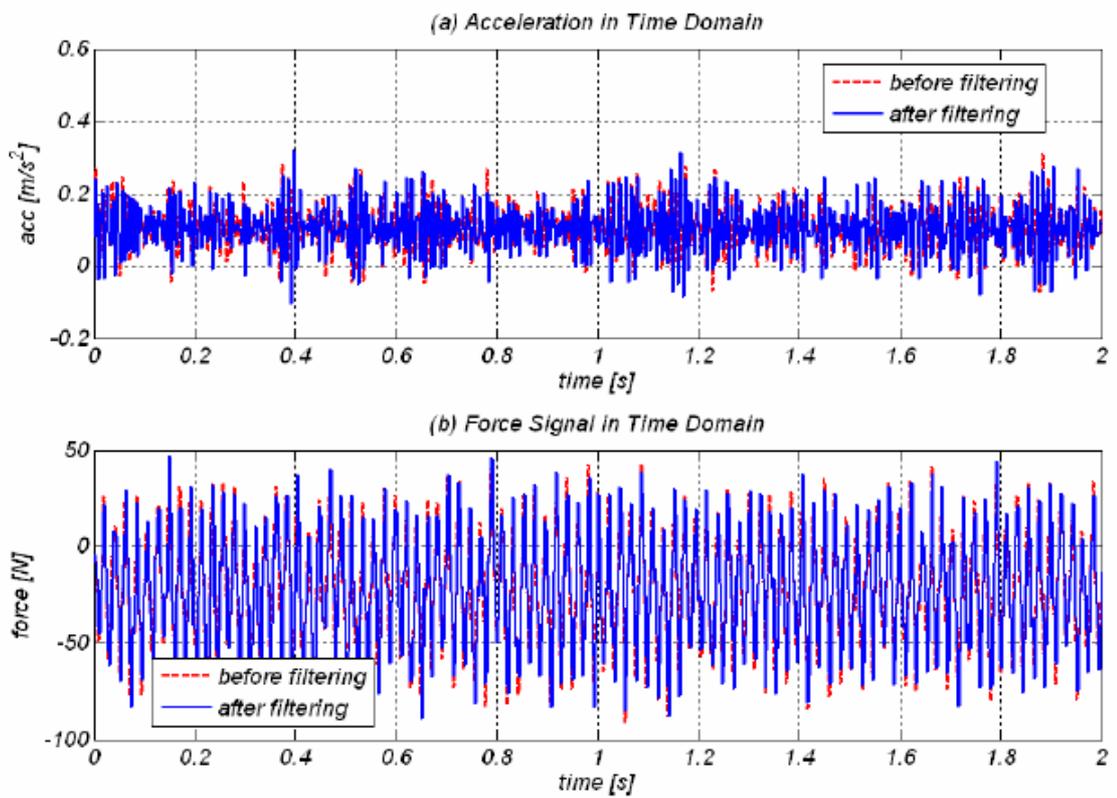
(Figura 6)

Integrando o sinal de aceleração duas vezes e obtemos também a função de transferência em m/N em vez de $(m/s^2)/N$. Os resultados são apresentados na figura 7. As baixas frequências ficam agora mais claras na FRF. Cuidados devem ser tomados com frequências abaixo de 15 Hz, pois acelerômetro oferece resultados mais precisos em frequências mais altas, onde o valor do sinal de aceleração é também mais alto. Além disto, a coerência cai muito na região de 0 a 20 Hz.

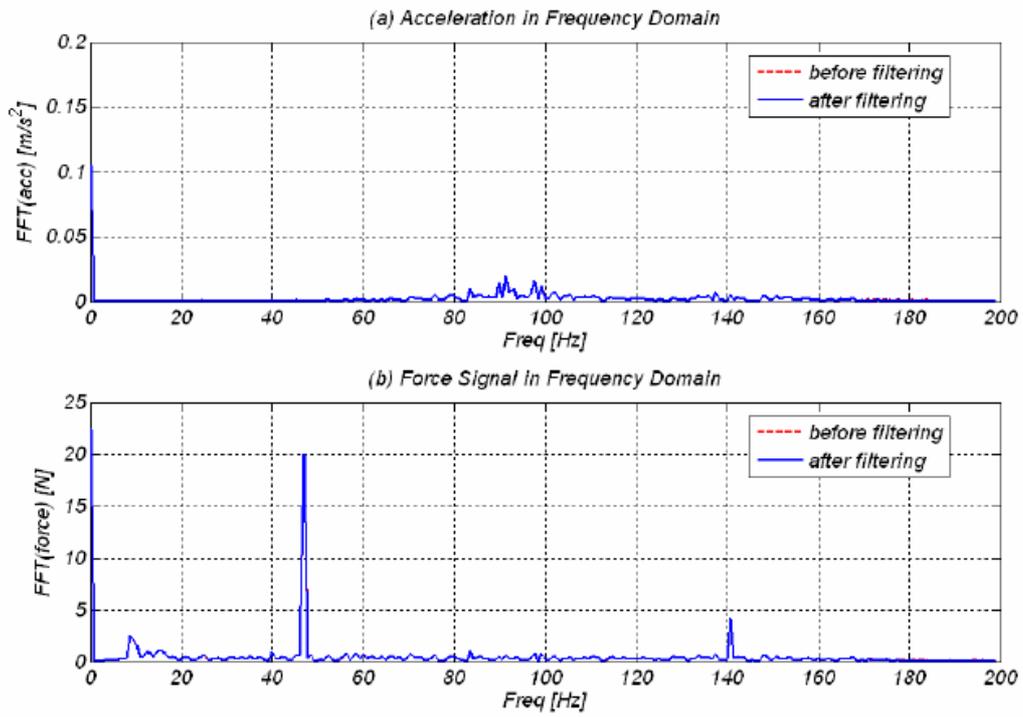


(Figura 7)

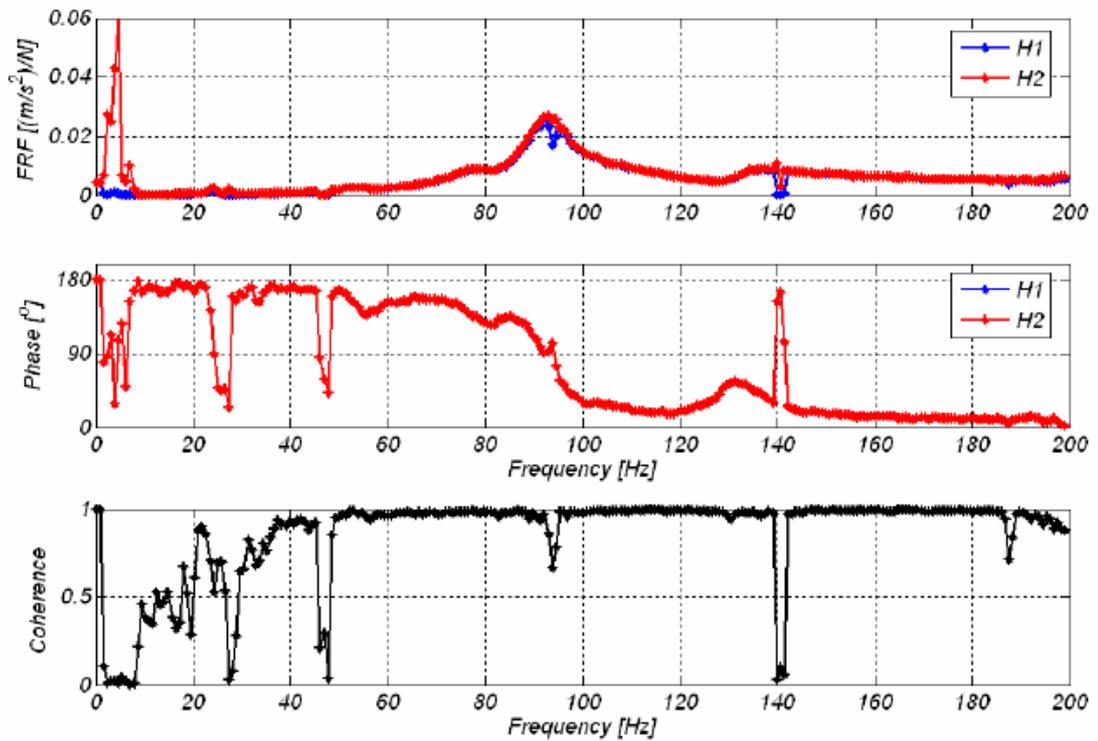
Seguidos a essas análises foram feitos mais testes para comprovar as frequências naturais do sistema. Os resultados são os seguintes:



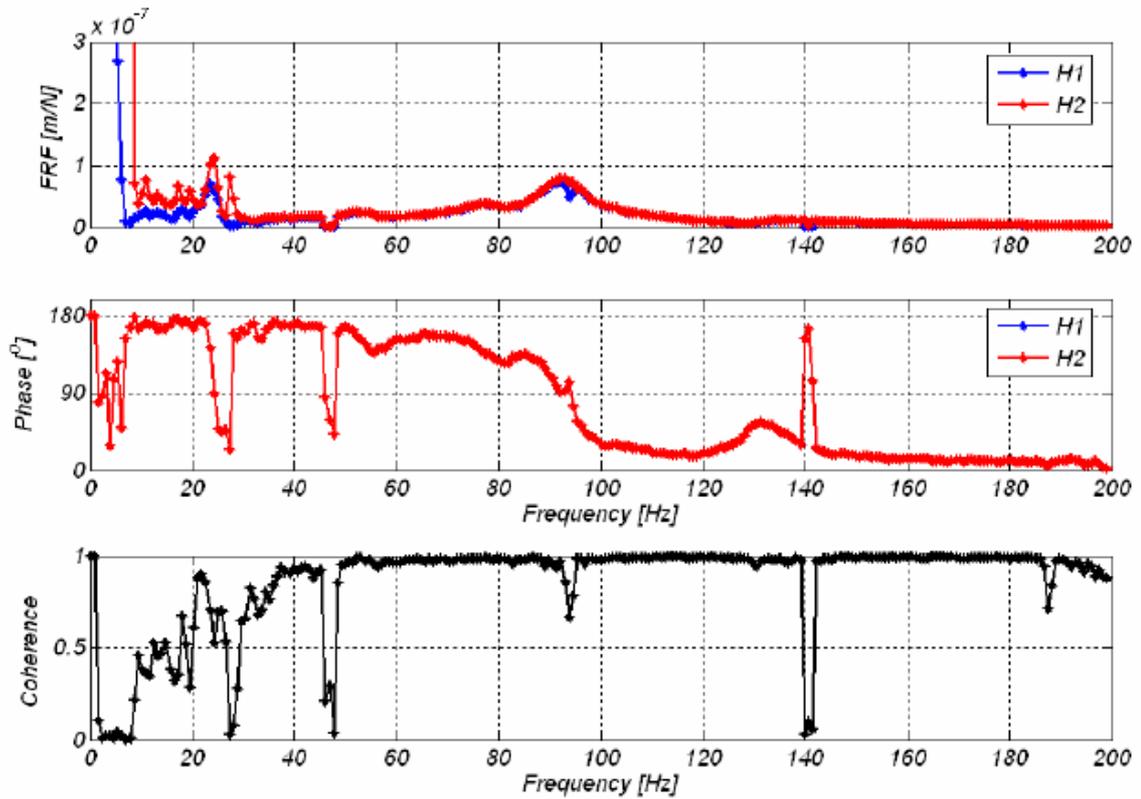
(Figura 8)



(Figura 9)



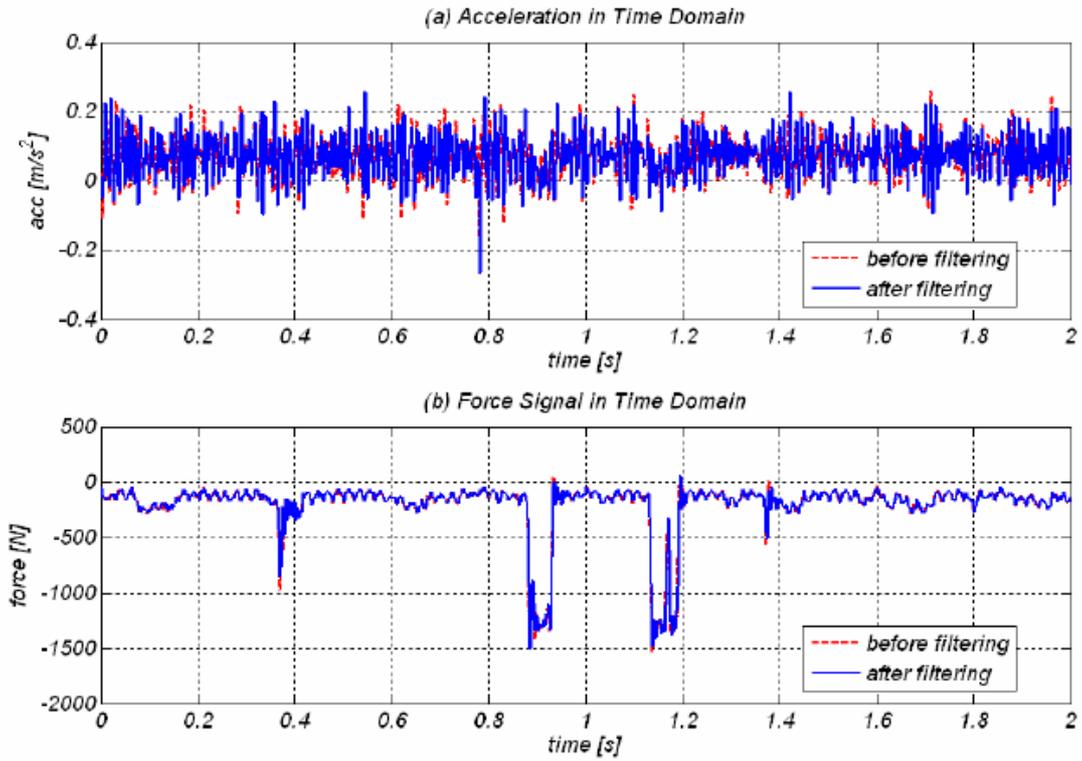
(Figura 10)



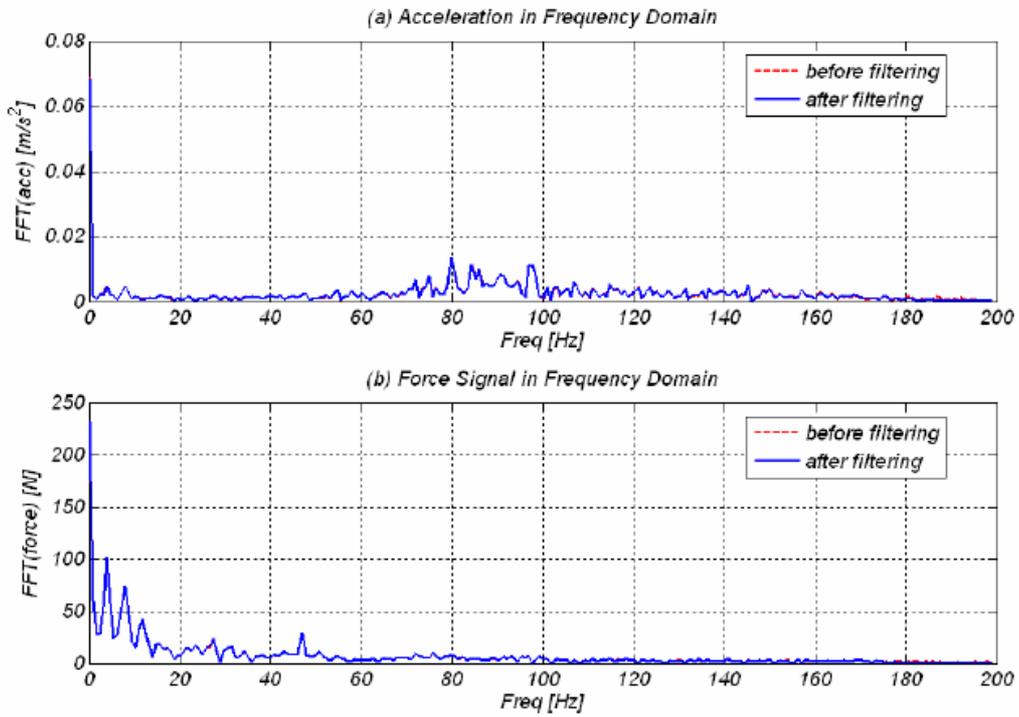
(Figura 11)

Resultados com o Motor em Movimento

A utilização do shaker como excitador nos permite fazer medições com o rotor parado e em movimento. As medidas com o rotor girando foram simples, feitas apenas para confirmar a usabilidade do sistema. Para uma análise completa serão necessários mais testes. Os graficos seguintes não são satisfatórios, pois temos uma escala muito acima da pretendida.

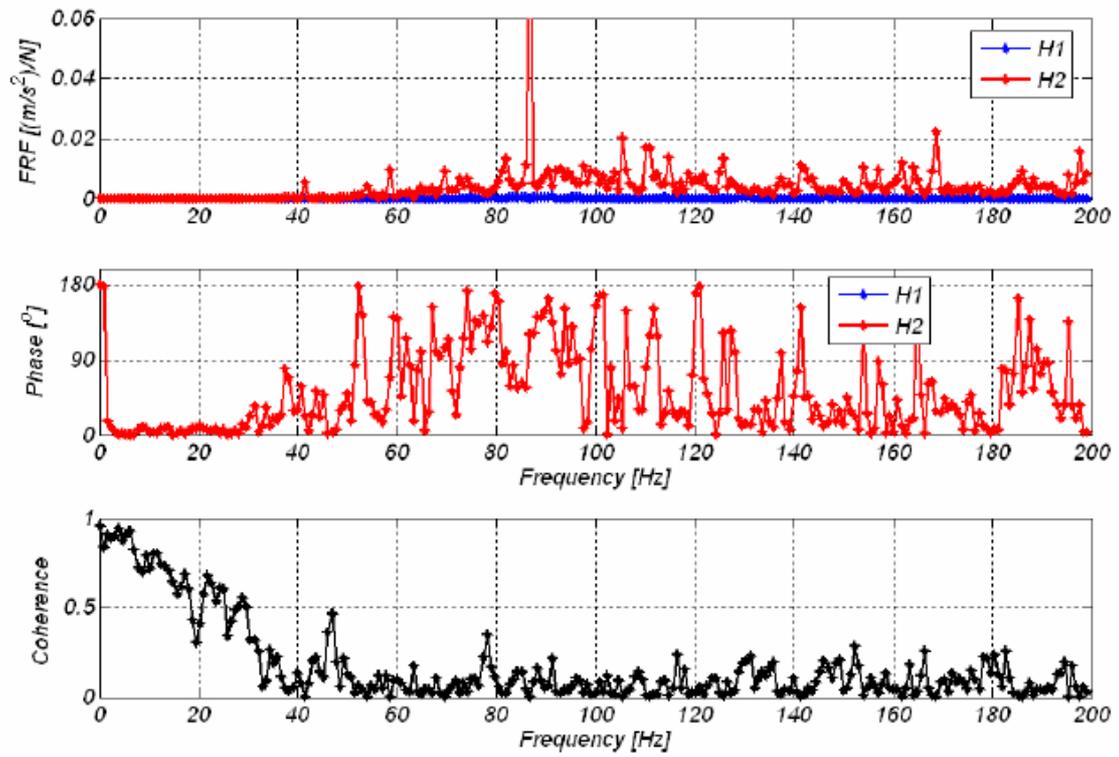


(Figura 12)



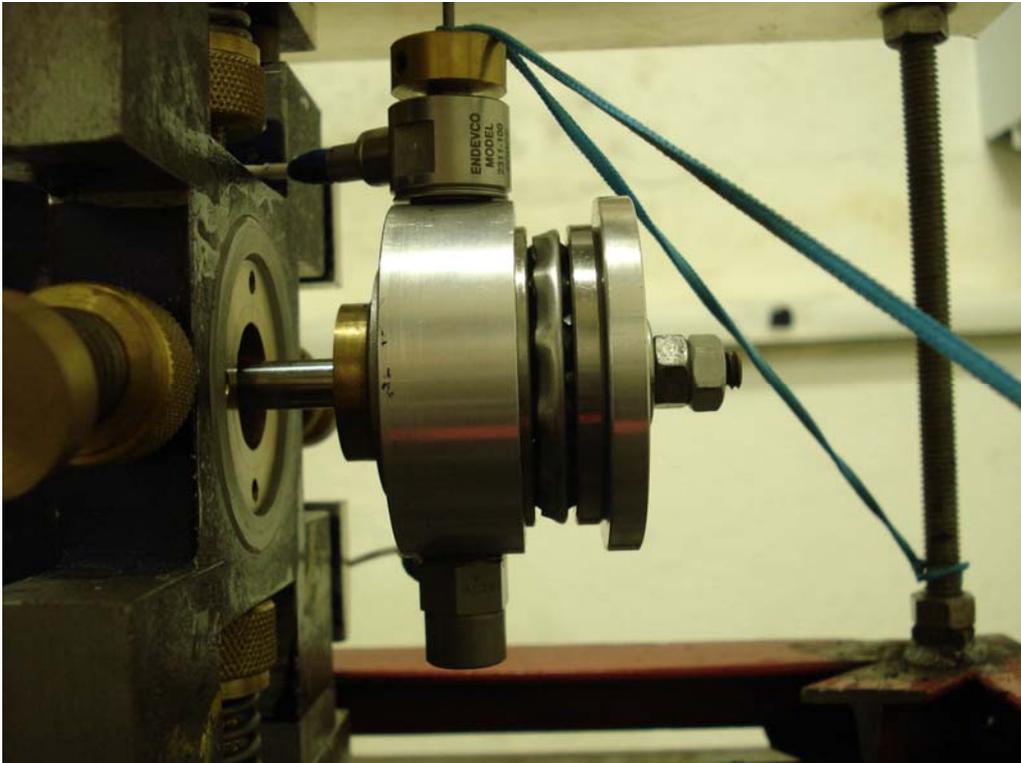
(Figura 13)

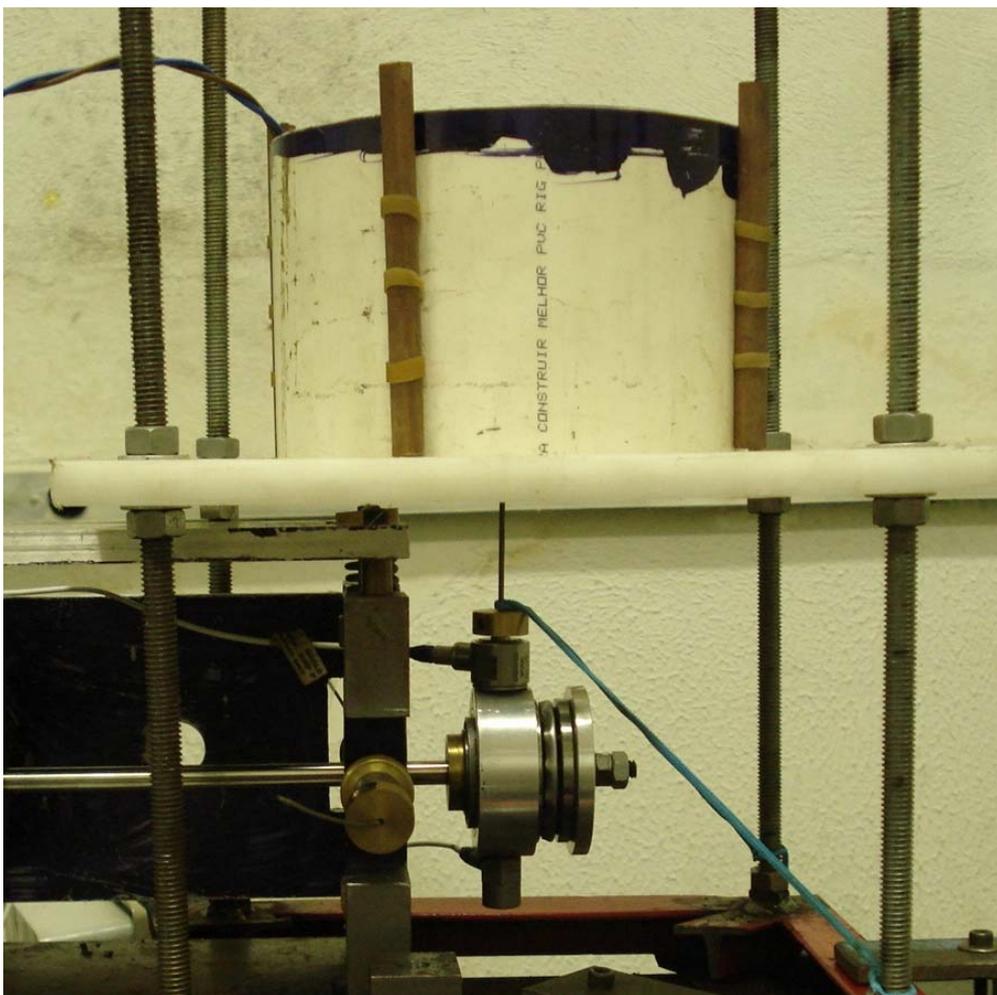
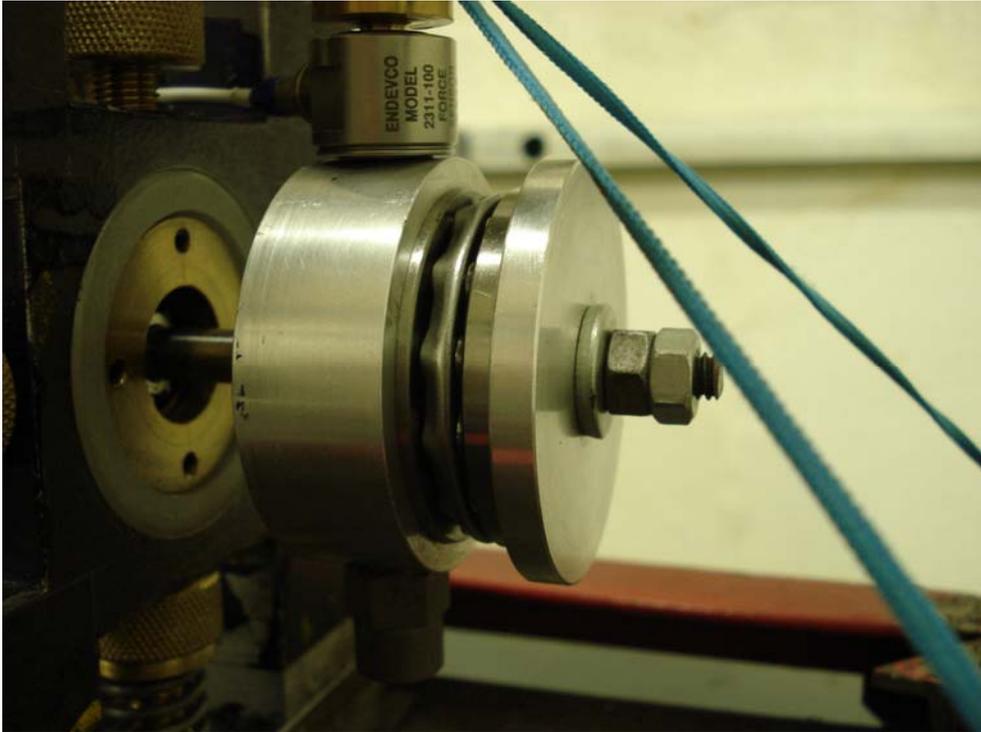
((

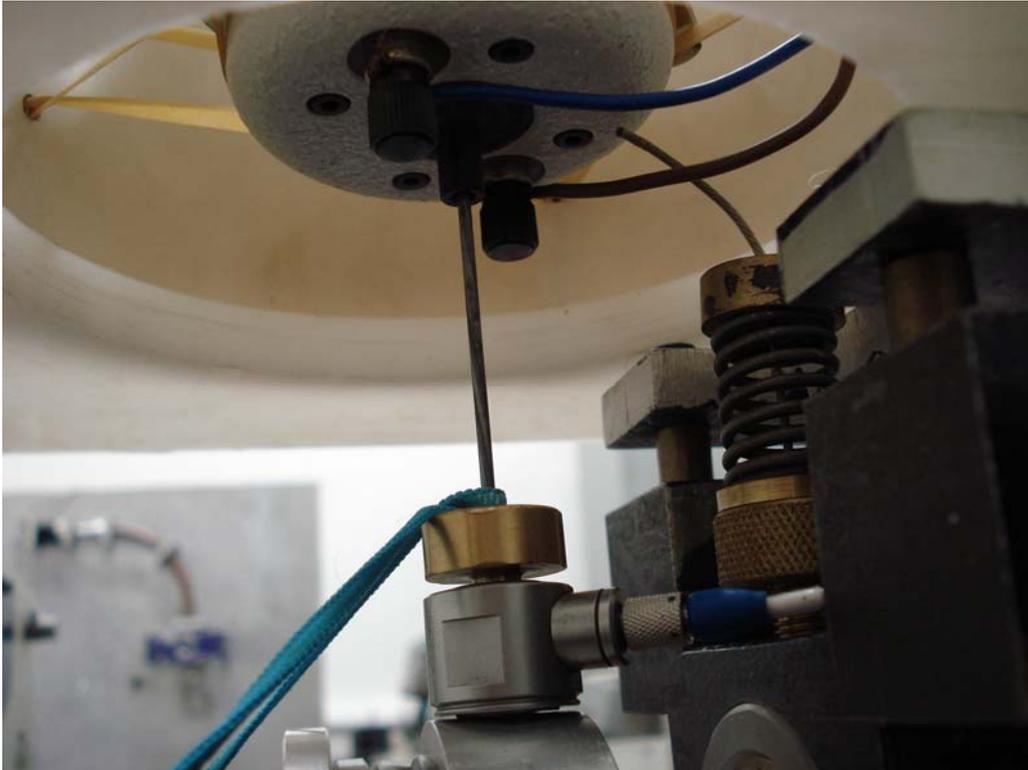


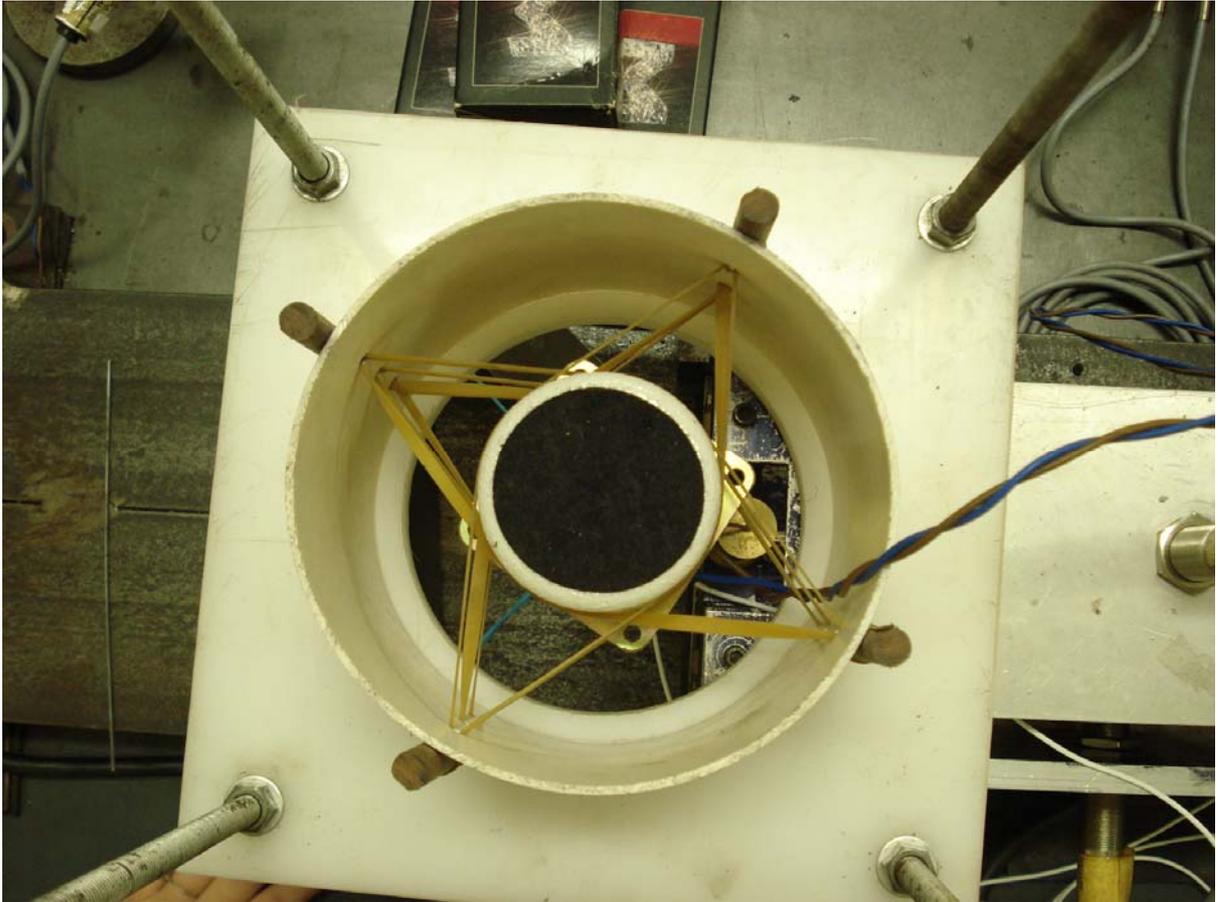
(Figura 14)

Figuras da Bancada









Conclusões

O novo modelo de excitação do sistema é mais eficiente e completo do que o usado anteriormente, pois é capaz de excitar de uma só vez todo o sistema, tanto vertical, como horizontalmente. Com o shaker podemos controlar a frequência de vibração, colocando-a na mesma frequência natural do sistema, para analisar seu comportamento na ressonância.

Além dessa forma diferente de excitação, nosso modelo ainda consiste em um rotor bastante completo, com molas nas direções verticais e horizontais, assim como possuir um acoplamento diferenciado das bancadas existentes anteriormente.

O projeto continua em andamento, com a proposta de obter melhores resultados experimentais tanto para o rotor parado quanto para o rotor em movimento, assim como desenvolver um modelo teórico de comparação para comprovação dos resultados encontrados.

Agradecimentos

Prof. Ilmar Ferreira Santos da Universidade Técnica da Dinamarca que deu valiosas sugestões para o andamento deste trabalho durante sua estadia na PUC-Rio no seu ano sabático.

Referências

1 – GASCH, R – PFUTZNER, H – NORDMANN, R. **Rotordynamik**, 2 ed. Berlin: Springer 2002. 705p.

2 – INMAN, Daniel J. **Engineering Vibration**. New Jersey: Prentice Hall, 1996. 560p.

3 – NORTON, Robert L. **Machine Design**. New Jersey: Prentice Hall, 1998. 1036p.

4 – THOMPSON, Willian T. **Vibration Theory and Applications**. London: George Allen & Unwin Ltd. 384p.