

## 7

### Conclusões e Recomendações

#### 7.1.

##### Conclusões

###### Da Modelagem

- A influência do ângulo  $\alpha$ , inclinação do disco sobre o eixo, calculado da forma proposta, foi desprezível.
- A determinação das frequências críticas usando o diagrama de Campbell, não está correta em geral, já que as frequências críticas e as frequências naturais amortecidas são diferentes. Uma é obtida da solução do problema de autovalor, e a outra é obtida analisando a derivada do determinante da matriz de resposta em frequência. Mas apesar de não ser um procedimento correto, quando o amortecimento é pequeno, esta forma de calcular as críticas dá uma aproximação razoável.
- Quando o eixo está empenado, a compensação do runout não pode ser aplicada, visto que a resposta ao empenamento é função da frequência. O empenamento tem que ser modelado. Em geral é preferível uma filtragem do sinal.

###### Dos Ensaio Experimentais

- Quando o rotor não gira, os parâmetros modais obtidos com técnicas de identificação e utilizando as relações para sistemas com um grau de liberdade (tratando cada modo por separado) foram quase idênticas, já que os modos estão bem separados e o sistema tem amortecimentos baixos.
- Os parâmetros modais para o modo de translação foram fáceis de obter, o que não aconteceu como o modo de rotação, pois os testes foram feitos com sensores de deslocamento quando o rotor girava (quando não girava maior facilidade ocorreu porque foram usados acelerômetros, obtendo boas

respostas). Os sensores de deslocamento disponíveis são de porte avantajado e a medição é complicada pela presença dos furos no disco.

### **Dos Resultados**

- Os apoios elásticos permitiram a passagem do rotor pela frequência crítica (fato que não aconteceu usando apoios rígidos, limitando a validação para este caso até 39 Hz, antes de atingir a frequência crítica), demonstrando assim sua efetividade para reduzir vibrações, e que a propriedade de suprimir ou atenuar as vibrações é aumentada com o aumento tanto da elasticidade como do amortecimento dos apoios (Bormann e Gasch [6]). Resulta também uma diminuição das velocidades críticas e frequências naturais do sistema, assim como a eliminação da influência da anisotropia dos mancais rígidos (tendência retrograda, que provocou a deformação da órbita - elíptica - evidenciando-se na fase dos sinais). Da comparação entre o Dyac 601 e o Silicone, o primeiro tem mais flexibilidade, o outro tem mais amortecimento, mas os resultados no tocante à atenuação da vibração são da mesma ordem.
- Quanto menor for a defasagem entre o empenamento e o desbalanceamento, maior é a resposta do sistema.
- O levantamento da rigidez e o amortecimento dos apoios de silicone através da simulação (RJ), teve apenas um relativo êxito, quando comparado com a simulação (SC).
- As expressões desenvolvidas por Bormann e Gasch [6], para a rigidez e o amortecimento dos apoios elásticos forneceram resultados satisfatórios na validação.
- O ajuste com o modelo ADF, teve desvios grandes para o silicone já que este modelo é adequado para os materiais viscoelásticos que apresentam região de transição, e o silicone não apresenta.
- Os desvios nos resultados (numéricos vs. experimentais), para todos os casos, foram resultado em parte, devido à influência do acoplamento, que enrijece o sistema e, pelo fato das matrizes de rigidez e amortecimento otimizadas não descrevem perfeitamente a dinâmica do sistema. Além do mais, no caso dos apoios flexíveis, na matriz de rigidez só a parte referente

ao sistema com apoios rígidos foi otimizada, o resto tendo sido calculado teoricamente.

- Aparentemente os desvios obtidos são grandes, mas considerando que na região de ressonância o crescimento das curvas é exponencial, e depende em grande medida da frequência de ressonância, os resultados podem ser considerados aceitáveis.
- Devido ao aumento da flexibilidade do sistema ao serem incluídos os apoios elásticos, uma frequência crítica do sistema com apoios rígidos (a correspondente à translação retrógrada) foi eliminada, outra (rotação retrógrada) foi atenuada quase totalmente, e a fase entre os sinais tende a ser constante (fazendo com que a órbita tenda a ser circular).

## 7.2.

### Recomendações

- Na prática é muito difícil conseguir um ângulo determinado entre o empenamento e o desbalanceamento ( $\gamma$ ), o que poderia ser melhorado um pouco com o aumento do número de furos no disco.
- No tocante ao empenamento, para manter as mesmas condições de operação durante todo o trabalho, teve-se que cuidar para que a montagem e desmontagem do disco na árvore fossem realizadas com esta fora dos mancais, devido às características do sistema de fixação e das ferramentas usadas; quando esta operação é realizada na própria máquina, existe a possibilidade de se gerar empeno na árvore.
- Aquisição de sensores de deslocamento menores para a obtenção dos parâmetros modais no modo de rotação.

## 7.3.

### Trabalhos Futuros

- O projeto dos apoios elásticos foi feito atendendo só a um critério qualitativo, ou seja atendendo só à forma geral deste tipo de dispositivos,

que poderia ser otimizado a partir da metodologia e dos resultados deste trabalho, e considerando os resultados mostrados em Bormann e Gasch [6].

- Para completar o trabalho, é preciso que o projeto de um elemento assegure os apoios na posição desejada e que permita seu livre acionamento.
- Os apoios foram considerados idênticos, mas pode-se fazer um estudo mais realista para um disco descentrado em relação aos mancais, considerando cada um deles distintos.
- Investigação dos efeitos de um desalinhamento horizontal nos mancais, as conseqüentes mudanças nas velocidades críticas e suas amplitudes, a fim de ter um melhor entendimento do comportamento dinâmico, e assim poder monitorar falhas nestas máquinas.
- Modelagem do desalinhamento dos mancais do rolamento, obtenção das órbitas e as frequências naturais ou aumento da rigidez devido à variação do desalinhamento.