

Relatório Final

Título do projeto de pesquisa: Análise modal experimental de uma pá de compressor axial de um túnel de vento transônico
Bolsista: Yuri Campos Fernandes
Orientador: Adolfo Gomes Marto
Período a que se refere o relatório: Abril de 2014 a Julho de 2014

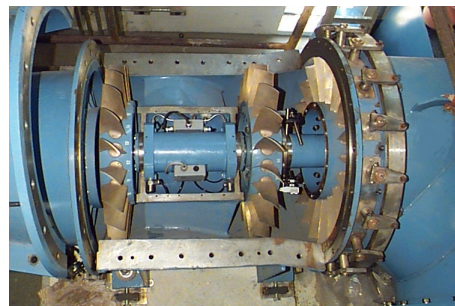
Resumo

Este trabalho teve como objetivo a análise modal experimental dos modelos das pás do compressor axial de um túnel de vento transônico, para que fosse encontrado suas frequências naturais e então suas formas modais. Houve um embasamento teórico por meio de solução analítica para fundamentar o estudo e então aplicar o método na prática. Como forma de aquisição de dados foi utilizado o *software* LMS Test.Lab Rev 7A TM e para interpretação dos resultados o *software* Matlab TM, com o intuito de eliminar qualquer risco de que a frequência do conjunto (compressor axial com as pás instaladas) funcionando, atue na mesma frequência natural das pás, entrando então em ressonância e ocasionando a diminuição da vida útil do conjunto. De acordo com os resultados obtidos foi possível concluir que o método implementado foi bem sucedido quanto a obtenção das frequências naturais e os modos de vibração dos modelos das pás estudados.

1 Introdução



(a)



(b)

Figura 1: Circuito Aerodinâmico do Túnel de Vento (a) e Compressor principal com as pás nos dois estágios do rotor e o estator com sistema de injeção (IGV) (b).

Análise modal é o estudo das propriedades dinâmicas (frequências modais, amortecimento modal, forma modal) sob excitações de uma força externa. Segundo Richardson [1] esta forma modal é a manifestação de energia, que está presa dentro dos limites da

estrutura, e não pode escapar facilmente. Quando uma estrutura é excitada pode se obter uma resposta linear através de movimentos combinados destas formas modais. Ao medir o sinal de vibração desta estrutura no domínio da frequência, as frequências correspondentes aos modos de vibração podem ser notados pelos picos (amplitude). A FRF (Função Resposta em Frequência) nada mais é do que a medida estrutural normalizada que quantifica a razão entre o movimento de resposta e a força de excitação no domínio da frequência.

Foi utilizado como objeto de estudo as pás do compressor axial do túnel de vento transônico piloto (TTP) do Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE) instalado na Divisão Aerodinâmica (ALA). O compressor axial principal possui dois estágios e tem 830kW de potência atingindo o número de Mach de 0,2 a 1,0 em operação normal, podendo quando combinado com um sistema de injeção de ar chegar a Mach 1,3 por pelo menos 30 segundos. A Figura 1(a) mostra o circuito aerodinâmico do túnel enquanto a Fig.1(b) mostra os dois estágios do compressor axial principal (a parte superior da carcaça foi removida mostrando as pás do compressor - 20 pás em cada estágio).

Recentemente houve a necessidade da troca das pás do compressor principal pelas suas substitutas, criando a possibilidade da nacionalização de novas pás para necessidade futura de projeto, portanto este trabalho visa a criação de um possível processo de fabricação de novas pás, mas com foco maior na análise modal das mesmas com o intuito de descobrir os parâmetros modais para análise e estudo das frequências e formas modais a partir das FRF's obtidas. Como ferramenta para obtenção dos dados foi utilizado o *software* Test.LabTM.

2 Objeto de estudo

Como objeto de estudo foram utilizados dois modelos das pás do compressor axial principal do TTP, como mostra a Fig. 2(a) e a Fig. 2(b). A parte física de ambas pás são praticamente idênticas, bem como a forma de usinagem e o material do qual foram produzidas (Alumínio), alterando apenas as dimensões entre elas. Trata-se de uma estrutura pouco amortecida (na ordem de 0,3 a 1 por cento) e com geometria complexa.



(a)



(b)

Figura 2: Vista lateral da pá do primeiro estágio (a) e Vista de cima da pá do primeiro estágio (b)

3 Metodologia

Com o intuito de mapear o modelo, foram colocados 10 (dez) pontos divididos em duas colunas para referência ao longo do corpo da pá, como mostra a Fig. 3, com espaçamento uniforme entre eles. Como forma de associar o modelo de estudo ao *software* utilizado, a geometria desenhada foi aproximada da real, o que possibilitou a obtenção de dados confiáveis.

O modelo foi perturbado por meio da aplicação de força de um martelo dinamométrico. A perturbação foi feita na mesma área (ponto 6 - Fig.3) para todos os pontos de referência.

Medidas de velocidade foram tomadas nos pontos definidos, como apresentado na Fig. 3, utilizando o equipamento *Compact Laser Vibrometer* (CLV- 2534-2) da Polytec. As medidas de força obtidas pelo martelo e as velocidades foram adquiridas pelo sistema Test.Lab onde foram estimadas as funções de resposta em frequências de cada ponto, FRFs. Para a obtenção de uma melhor e mais confiável FRF utilizou-se a média de 10 (dez) excitações em cada ponto, visando a diminuição de ruídos e distorções. Para a validação dos resultados obtidos na análise utilizou-se ainda da função de coerência nas excitações (que permite avaliar a qualidade de cada perturbação nas FRFs medidas), o valor desta função oscila de zero a um e decai se o sinal obtido apresentar ruído ou não-linearidade no sistema.

Após ser obtido as FRF's de todos os pontos das pás, foi criado um novo arquivo juntando os dados obtidos em todos os pontos, com isso obteve-se uma FRF final onde foram identificadas as frequências naturais das pás e ainda as formas modais. A extração dos parâmetros modais (frequências naturais, fatores de amortecimento e formas modais) foi feita a partir do *software* de análise modal LMS Test.Lab Rev 7A com a aplicação do algoritmo *PolyMAX* [2] ao conjunto de FRF's medidas.

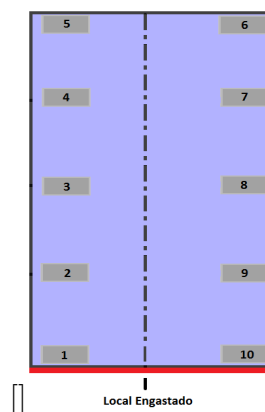


Figura 3: Distribuição dos pontos do corpo da pá mapeados pelo Vibrômetro a laser com geometria aproximada no software Test.Lab

4 Abordagem Teórica

A solução analítica para determinar as frequências naturais das pás do compressor axial não é tão simples devido a complexidade geométrica da pá. Discretizando a pá em alguns pontos e seguindo o formalismo de Lagrange, como apresentado por Shabana [3]

por exemplo, é possível identificar a equação de movimento em forma de matriz:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{q} \quad (1)$$

onde \mathbf{x} e \mathbf{q} são vetores de deslocamento e força, respectivamente, em coordenada generalizada, no domínio do tempo. \mathbf{M} e \mathbf{K} são da matriz de massa e matriz de rigidez. Reescrevendo a Equação (1), no domínio de Laplace

$$[s^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}] \mathbf{X} = \mathbf{Q} \quad (2)$$

Reescrevendo a variável de Laplace por $i\omega$, onde o ω é a frequência angular e i é a unidade imaginária $\sqrt{-1}$

$$[\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}] \mathbf{X} = \mathbf{Q} \quad (3)$$

este problema de autovalor-autovetor pode ser expressa na forma modal por

$$[\hat{\mathbf{K}} - \omega^2 \hat{\mathbf{M}}] \hat{\mathbf{X}} = \hat{\mathbf{Q}}, \quad (4)$$

onde $\hat{\mathbf{K}} = \mathbf{\Phi}^T \mathbf{K} \mathbf{\Phi} = [\omega_n^2]$ é a frequência natural da diagonal da matriz, e $\hat{\mathbf{M}} = \mathbf{\Phi}^T \mathbf{M} \mathbf{\Phi} = [\mathbf{I}]$ uma unidade da matriz.

Considerando-se a força aplicada apenas em um ponto j , e medindo o deslocamento da resposta, é possível descrever as FRF's, a relação entrada-saída no domínio da frequência, $H_{ij}(\omega)$, para cada ponto i na forma modal por

$$H_{ij} = \frac{X_i}{F_j} = \sum_{n=1}^N \frac{\phi_{in} \phi_{jn}}{\omega_n^2 - \omega^2 + i \eta_n \omega_n^2} \quad (5)$$

Os dados experimentais para identificação modal usa as FRF's estimadas a fim de determinar os parâmetros modais ω_n , η_n e Φ_n . O sinal de entrada, a força medida pela célula de carga, são janeladas de uma forma retangular enquanto que os sinais de saída são janeladas de uma forma exponencial. Este procedimento evita a ocorrência de vazamento, ou *Leakage*, em transformações tempo-frequência. A relação de entrada-saída são estimadas por H_v

$$H_v = \sqrt{H_1 + H_2} \quad (6)$$

onde H_1 e H_2 são calculados como

$$H_1 = \frac{S_{fx}}{S_{ff}} \quad \text{e} \quad H_2 = \frac{S_{xx}}{S_{xf}} \quad (7)$$

onde S_{ff} e S_{xx} são as densidades de energia auto espectrais, PSD, e S_{fx} e S_{xf} são espectrais de potência cruzada. Ao ajustar polinômios fracionais ortogonais complexos nas FRF's estimadas é possível extrair os parâmetros modais, como descrito por exemplo em Maia *et al* [4].

$$H(\omega) = \sum_{n=1}^N \frac{a_n (i\omega)^n}{b_n (i\omega)^n} = \sum_{n=1}^N \frac{A_n + i\omega B_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + i2\xi_n \omega_n \omega} \quad (8)$$

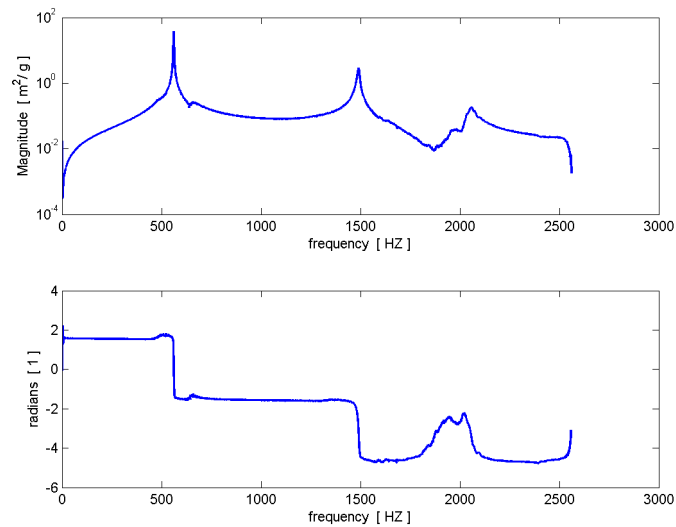


Figura 4: Soma das FRF's da pá do primeiro estágio do rotor do compressor axial, dado na magnitude pela frequência.

5 Resultados

Utilizado o método Polymax e a soma das FRF's obtidas em cada ponto da pá, como mostrado na Fig. 4, obteve-se as frequências naturais de todo o modelo. Pode-se observar que as frequências naturais são bem definidas, mas também é possível perceber alguns desvios como por exemplo logo após o primeiro pico (próximo de 600 Hz) indicando uma situação de resposta complexa.

Por meio desta FRF final é possível plotar as deformações em cada ponto presente no modo, como se observa na Fig. 5.

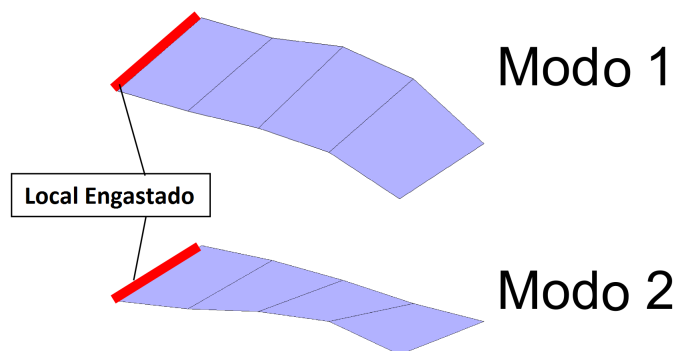


Figura 5: Os dois primeiros modos de vibração destacando-se o local de engastamento.

Os parâmetros modais representados pelos picos das curvas na Fig. 4 é apresentado na Tab. 1 para cada tipo de pá (pá menor = Pá01 e pá maior = Pá02), bem como o fator de amortecimento verificado nos testes. O conjunto do compressor axial inclui também o sistema de injeção (IGV) do estator com 18 pás. Cada pá do rotor pode sentir a presença de uma das discontinuidades devido a proximidade de cada uma das pás do estator 18

vezes durante uma rotação completa. A última coluna da tabela mostra as frequências naturais do conjunto completo do compressor axial em rotação operacional. Este dado é de grande importância pois indica as condições do conjunto em operação, e mostra quais frequências das pás devem ser evitadas, já que a proximidade das frequências das pás com a do conjunto em operação ocasionará uma redução na vida em serviço do mesmo, devido a fadiga e/ou sobrecargas.

Tabela 1: Frequências naturais das pás do compressor axial

Modo	Pá 01		Pá 02		Frequência Efetiva do Conjunto
	Frequência	Fator de Amortecimento	Frequência	Fator de Amortecimento	
	(Hz)	(%)	(Hz)	(%)	
1	429.727	0.15	561.167	0.080	572
2	1358.702	0.63	1487.363	0.380	1490

6 Conclusões

As pás dos dois estágios do compressor principal do TTP foram analisadas quanto seus parâmetros modais. Foi possível determinar os 2(dois) primeiros modos de frequência natural, e, conseqüentemente seus modos de vibração usando o sistema de vibrômetro a laser. As frequências naturais do compressor principal durante sua operação foram observadas, para que a possibilidade de haver ressonância entre as frequências do conjunto do compressor e as frequências das pás seja evitada, aumentando então a vida útil do sistema.

7 Referências

- [1] M. H. Richardson and D. L. Formenti, “Global curve fitting of frequency response measurements using the rational fraction polynomial method,” in *Proceeding IMAC Conference*, 1985.
- [2] PolyMAX, *New Integrated Modal Parameter Estimator*. LMS International, Belgium, 2004.
- [3] A. Shabana, *Theory of Vibration*. New York: Springer Verlag, 1991.
- [4] Maia, Silva, He, Lieven, Lin, Skingle, To, and Urgueira, *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. John Wiley and Sons Inc, 1997.