

ELABORAÇÃO DE MODELOS PARA O ESTUDO DA RESPOSTA DINÂMICA DE TURBINAS HIDRÁULICAS USANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Manoel José dos Santos Sena
Mauro José Guerreiro Veloso

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, GTDEM - Departamento de Engenharia Mecânica, CEP 66000-000, Belém, PA, Brasil. E-mail: lme@amazon.com.br

Resumo

O objetivo deste trabalho é implementar um tipo de modelagem elementos finitos para o estudo da resposta dinâmica de rotores de turbinas hidráulicas. Uma estrutura simples será utilizada para colocar em evidência alguns aspectos da interação rotor-estator. Todos os cálculos serão realizados em relação aos sistema de referência que gira com a estrutura. A validade da forma de implementação usando a linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS é analisada através de carregamentos típicos de interação pás-diretrizes. Primeiramente são calculados os parâmetros modais do modelo e em seguida realizado o procedimento de previsão da resposta dinâmica, usando o método de Newmark para integração direta das equações do movimento no domínio do tempo. Uma análise do tipo Transformada Rápida de Fourier é então aplicada à resposta. Finalmente, os resultados, no que se refere às frequências características da resposta, são discutidos e comentados à luz de previsões analíticas e experimentais.

Palavras-chave: turbinas hidráulicas, elementos finitos, resposta dinâmica

1. INTRODUÇÃO

O projeto de turbinas hidráulicas para centrais hidrelétricas de pequena potência é um tópico de caráter estratégico para o Brasil e para a Região Amazônica em particular, devido à grande disponibilidade de recursos hídricos verificada na mesma. Estes recursos apresentam particularidades em relação às outras regiões do país : pequenos desníveis nos leitos, grande amplitude de variação das vazões verificadas durante o ano e amplitude de marés considerável em diversas localidades.

O Grupo de Turbomáquinas do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará (GT-DEM) vem realizando ao longo dos últimos anos um esforço no sentido de desenvolver metodologias de projeto de máquinas de baixa queda (ou seja, máquinas axiais) e de baixo custo (com ampla gama de utilização sem necessariamente recorrer a métodos de controle sofisticados, através de um projeto hidráulico cuidadosamente estudado) (Mesquita et al, 1999).

Uma turbina-piloto (um rotor Darrieus de quatro pás) para usinas maré-motrizas foi instalada na Ilha do Combu, nos arredores de Belém (Guerra et al., 1998). Alguns problemas no que se refere às amplitudes de vibração excessivas em regime foram detectados e levaram à diminuição considerável da vida útil prevista para a mesma. Assim sendo, foi iniciado um

estudo visando caracterizar o comportamento dinâmico de estruturas do tipo rotor de turbina quando submetidas a carregamento cíclico devido a perturbações periódicas no escoamento causadas pela interação com outros órgãos da máquina (diretrizes, canais ou volutas, por exemplo). Este trabalho apresenta o procedimento de modelagem e as ferramentas numéricas que se planeja utilizar para alcançar este objetivo.

2. CONTEXTO CIENTÍFICO E TECNOLÓGICO

Netch e Giacometti (1982) mostraram, em seu artigo sobre o comportamento vibratório de uma turbina Francis de alta queda, como as flutuações de pressão causadas por este tipo de excitação podem originar vibrações indesejáveis em partes fixas da máquina. Se o rotor da turbina estiver vibrando excessivamente, contribuirá para a amplificação das flutuações de pressão na frequência na qual estiver vibrando. Faz-se portanto necessário o estudo das características modais de um rotor imerso em um meio fluido. O GTDEM tem experiência neste tipo de cálculo utilizando modelos elementos finitos com abordagem pressão para o fluido e deslocamento para a estrutura (Sena et al, 1999). Os limites desta abordagem são encontrados quando são tratados os casos de máquinas de alta velocidade de rotação com grandes forças de interação nos selos hidráulicos.

Os problemas de interação dos elementos do rotor com outras partes das máquinas tem sido bastante estudado nos últimos anos, devido principalmente ao desenvolvimento de máquinas Francis de alta queda (Tanaka et al, 1992). Entretanto, quando se objetiva projetar máquinas para trabalhar com diversos regimes de funcionamento, estudos deste tipo se tornam ainda mais importantes, pois caso alguma frequência de funcionamento se aproxime da frequência associada a um modo passível de ser excitado, amplitudes de vibração proibitivas podem ser alcançadas.

Apesar do avanço demonstrado no campo do cálculo numérico do escoamento nos rotores de turbinas e bombas hidráulicas, ainda é difícil hoje em dia utilizar estes procedimentos, por causa principalmente do custo financeiro e do tempo necessário para análises de escoamento sofisticadas. Além dos mais, em situações apresentando alto grau de turbulência e descolamento, por exemplo, os modelos disponíveis tendem a ter sua eficácia diminuída. Apesar disto, modelos sólidos que suportem uma análise confiável pelo menos no que se refere às informações de natureza frequencial podem ser bastante úteis para se verificar possibilidades de ressonância. O carregamento usado pode ser o resultado de um cálculo transiente, medições de escoamento ou estimativas advindas de cálculos em regime permanente.

O estudo de modelos reduzidos e simplificados (discos ou discos aletados) tem sido usado para estudar o comportamento dinâmico de rotores (Pust, 1992). O inconveniente de estudar os fenômenos usando estes modelos é o fato de ser difícil verificar o efeito de modificações de parâmetros diversos da análise. Este problema pode ser resolvido com a construção de modelos numéricos que fornecem mais flexibilidade neste aspecto.

3. DESCRIÇÃO DO MODELO

Para os procedimentos iniciais, a estrutura modelada com elementos finitos escolhida para efetuar os cálculos foi propositalmente simples, para manter o tempo de processamento dentro de limites razoáveis. A estrutura modelada apresenta simetria cíclica com quatro vigas dispostas radialmente e unidas através de um anel. 76 elementos de viga bidimensionais com três graus de liberdade por nó (duas translações e uma rotação, elemento *beam3* do programa ANSYS). Os nós da extremidade interior das vigas encontram-se engastados.

O primeiro passo ao se realizar uma análise de resposta dinâmica, seja ela por superposição modal ou por integração direta das equações do movimento no tempo, é o cálculo das frequências naturais e dos modos de vibração da estrutura. Com estas informações, e mais o conhecimento do espectro de excitação, se definirá o número de modos a serem levados em consideração ou o passo de tempo necessário. A tabela 1 mostra o valor das cinco primeiras frequências naturais calculadas. A figura 1 mostra o primeiro modo (torção) e o quinto modo de vibração.

Tabela 1 – Frequências naturais da estrutura estudada

Número	Frequência (Hz)
1	5,8
2	16,6
3	18,5
4	52,7
5	62,4

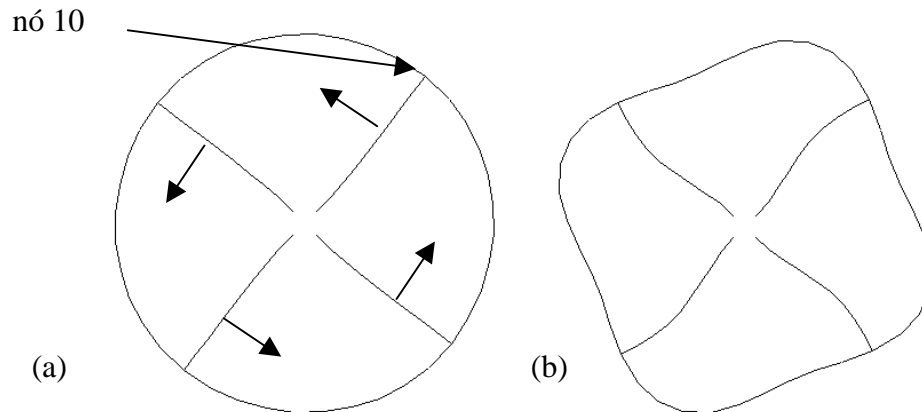


Figura 1 – (a) Primeiro modo de vibração ; (b) Quarto modo de vibração

A análise do primeiro modo permite identificar tratar-se de um modo de torção, sendo em princípio fácil de ser excitado por interação com partes do estator. O quinto modo é mostrado como exemplo de modo com forma complexa que geralmente pode ser excitado apenas em determinadas condições de perturbação de escoamento distribuído (por exemplo, através de uma combinação particular de pás do rotor e diretrizes).

Em seguida podemos aplicar os procedimentos desenvolvidos para especificação do carregamento variável ao longo da periferia da estrutura. A figura 2 mostra um organograma com as principais etapas da implementação usando a linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS.

Como excitação considerar-se-á primeiramente o caso de choque das pás com uma perturbação no escoamento devida a um só obstáculo. Na implementação desenvolvida, isto será simulado através de forças rotativas em torno da estrutura (na realidade, em um referencial inercial, a estrutura estaria girando, mas é mais simples fazer-se os cálculos no sistema de referência girando com a mesma). Estas forças agirão em uma direção perpendicular às pás, conforme as setas na figura 1a. O movimento do nó 10, que faz parte ao mesmo tempo das pás e do anel será então monitorado. Em um segundo momento, será considerada a interação do rotor com três perturbações distribuídas ao longo da sua periferia.

O método de Newmark (aceleração média constante) para integração direta das equações do movimento no tempo foi usado para a determinação da resposta dinâmica da

estrutura. Esta escolha foi motivada principalmente pelo fato deste método ser incondicionalmente estável. O passo de tempo foi definido de acordo com as recomendações de Bathe (1996). Ou seja, $\Delta t = (1/80).(1/f_u)$, onde f_u é a maior frequência presente no espectro de excitação. O amortecimento estrutural foi estimado através do fator de amortecimento e da ordem de grandeza dos valores das primeiras frequências naturais. Além do mais, foi considerado constante com a frequência.

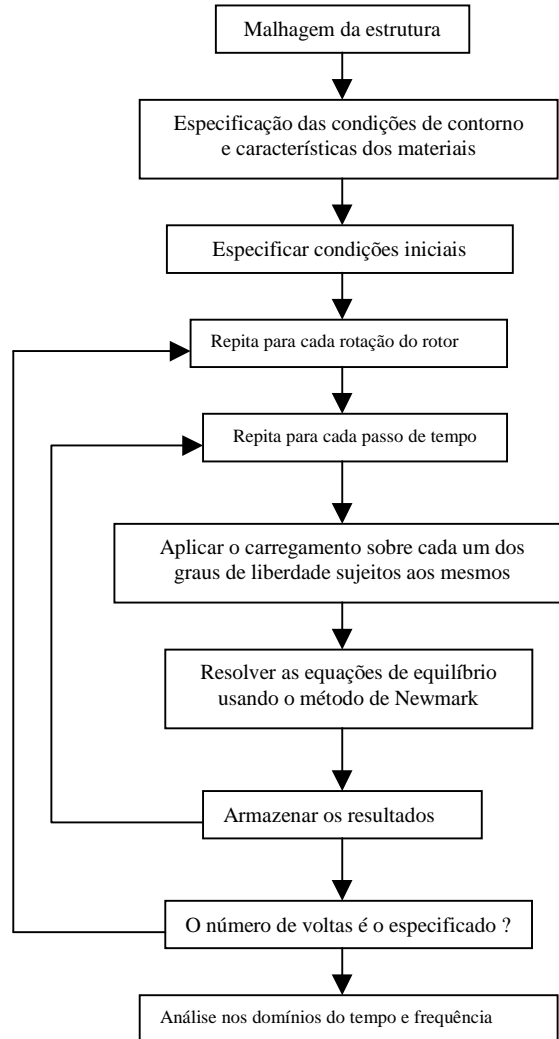


Figura 2 – Organograma com os principais passos da implementação usando a linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS

Para analisar os resultados foi utilizado o algoritmo *Fast Fourier Transform* (FFT). Neste caso, blocos de 2 s foram estudados utilizando 256 pontos de amostragem (o que dá uma frequência crítica de Nyquist de 64 Hz). Em um dos casos, uma amostragem maior, com 512 pontos (frequência crítica de Nyquist de 128 Hz), foi utilizada para evitar um caso do fenômeno de *aliasing*.

4. RESULTADOS

4.1 – Uma perturbação ao longo da periferia :

Neste caso, durante uma rotação, cada pá sofre um esforço repartido conforme a figura 3. O valor da força foi F_0 foi pequeno, para se manter a hipótese de comportamento linear.

O período de rotação foi de 0,075 s, o que dá uma frequência de rotação de 13,33 Hz. A resposta dinâmica da estrutura, para o nó 10, é mostrada na figura 4. Nesta figura, pode-se verificar claramente a parte transiente (que vai aproximadamente de 0 a 4,5 s), seguida da parte permanente. Os valores não oscilam em torno de zero porque as pás são acopladas e o carregamento é suficientemente distribuído para manter sempre uma deformação do rotor diferente de zero. Como a análise destes sinais é complicada se feita no domínio do tempo, foi usado um algoritmo FFT para o estudo no domínio da frequência. A faixa de tempo na qual os dados foram coletados foi de 2,5 a 4,5 s, com 256 pontos de amostragem, com o objetivo de captar alguns efeitos transientes.

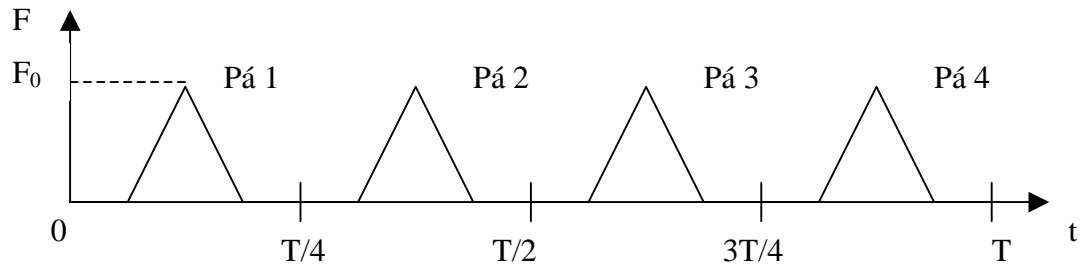


Figura 3 – Excitação ao longo do tempo para o primeiro caso. T é o período de rotação

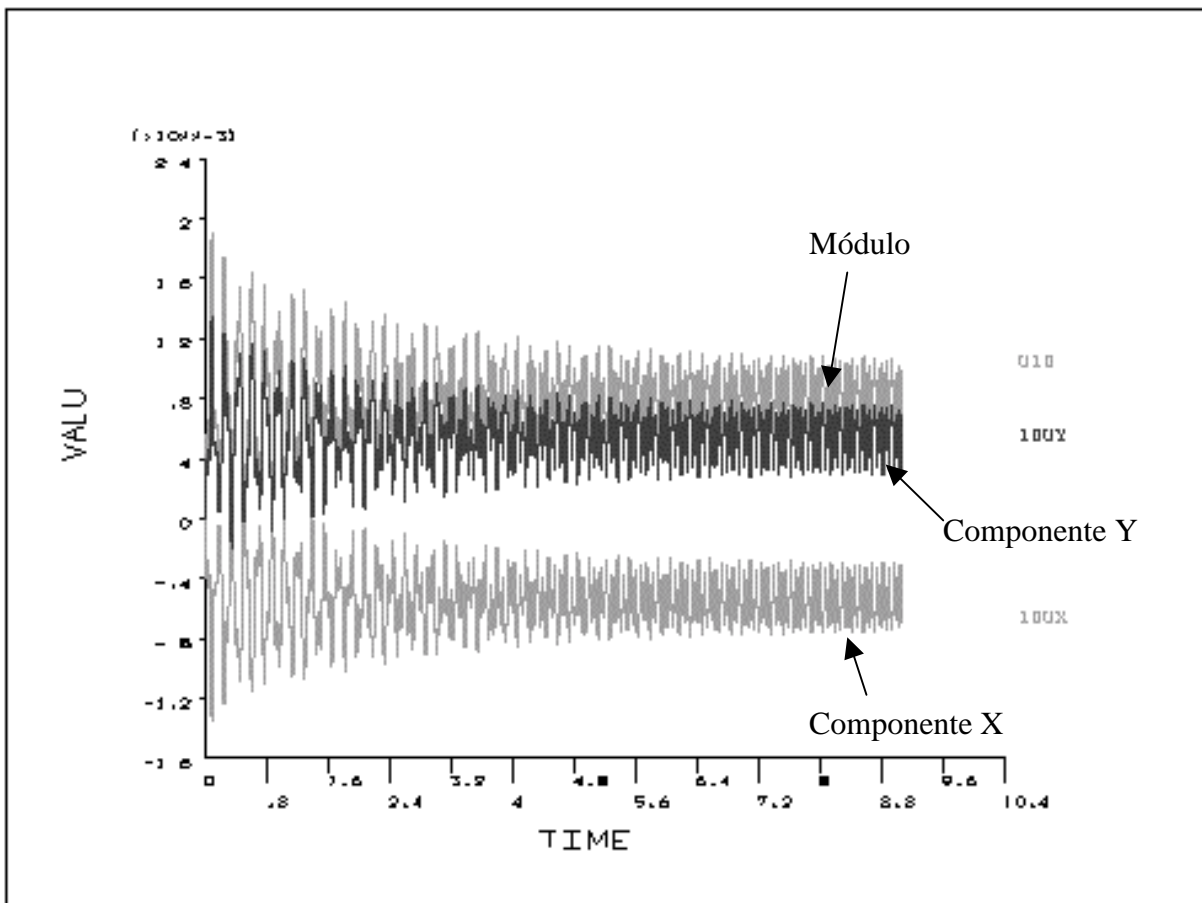


Figura 4 – Resposta dinâmica em deslocamento no domínio do tempo para o nó 10, referente ao primeiro caso

A figura 5 mostra o gráfico FFT. Pode-se notar os seguintes fatores: a) A frequência

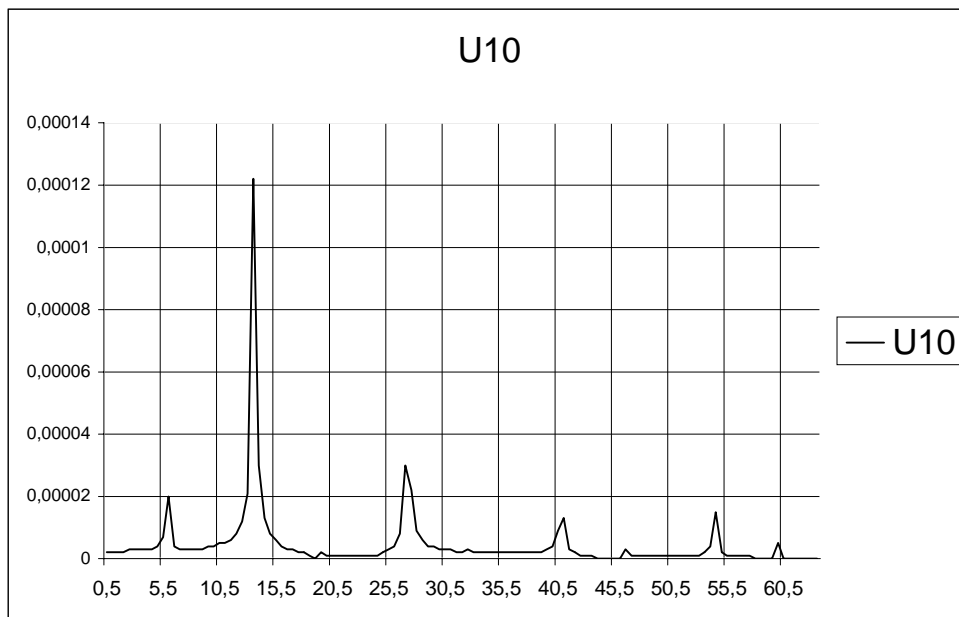


Figura 5 – Resposta dinâmica no domínio da frequência para o nó 10, referente ao primeiro caso (abscissa, Hz e ordenada, Cn/2)

natural correspondente ao primeiro modo de vibração (torção) é excitada. b) Nota-se grande amplitude na frequência de rotação. Pode-se verificar ainda picos em múltiplos desta frequência. Então, isto indica que a mesma deve ser levada em consideração no projeto para resistência à fadiga do rotor. Não é verificada uma frequência comumente associada a este fenômeno, ou seja, 4 vezes a rotação. Apesar do quarto modo estar quase sobre esta frequência. Isto pode ser explicado pelo fato do quinto modo não ser tão facilmente excitável, ou que a velocidade de rotação não é suficientemente grande para evitar que os impactos sejam totalmente amortecidos antes do choque com a pá seguinte. Como existe um acoplamento entre as pás, será interessante verificar em estudos futuros se, variando as características do mesmo, como o número de pás ou a velocidade de rotação, uma resposta na frequência 4 vezes a rotação seria observada.

4.2 – Três perturbações ao longo da periferia :

Neste caso, durante uma rotação, cada pá sofre um esforço repartido conforme a figura 6 (esta figura mostra o carregamento para a pá 1. Para as outras, o mesmo se repete, mas com as devidas defasagens) :

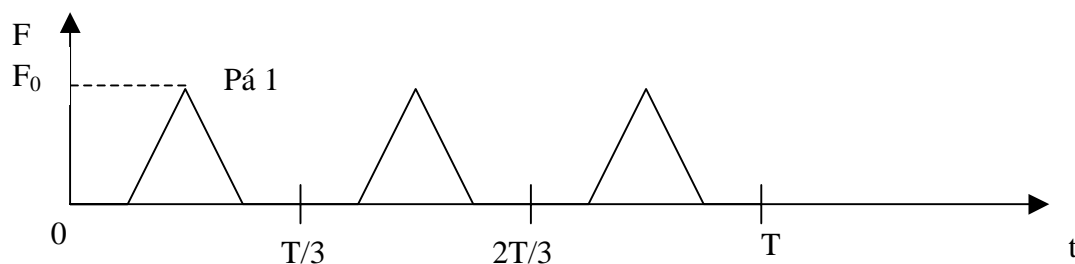


Figura 6 – Excitação ao longo do tempo sobre a pá 1 para o segundo caso. T é o período de rotação

A frequência de rotação usada também foi de 13,33 Hz. O espectro de Fourier da resposta dinâmica do nó 10 é mostrado na figura 6. A faixa de tempo na qual os dados foram coletados foi de 7 a 9 s, com 512 pontos de amostragem, pois como se verifica na figura, existe uma amplitude grande no segundo harmônico da frequência três vezes a rotação, o que causava um problema de *aliasing* se apenas 256 pontos fossem levados em conta na amostragem. Como no primeiro caso, não foi verificada uma frequência que se costuma associar ao fenômeno, neste caso, $3 \times 4 = 12$ vezes a frequência de rotação.

Analisando a figura 7, percebe-se que a frequência natural excitada continua sendo a primeira e que a frequência predominante para o projeto em fadiga é agora três vezes a rotação, e seus múltiplos.

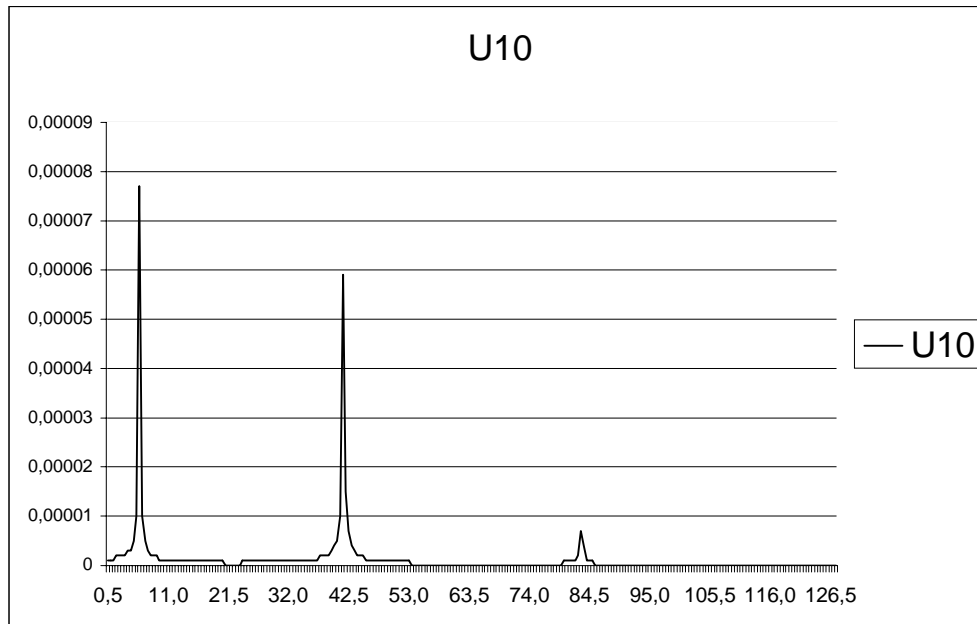


Figura 7 – Resposta dinâmica no domínio da frequência para o nó 10, referente ao segundo caso (abscissa, Hz e ordenada, Cn/2 [m])

5. CONCLUSÕES E SEQUÊNCIA DE DESENVOLVIMENTO

A análise dos resultados permite verificar que o modelo de carregamento adotado fornece resposta satisfatória do ponto de vista frequencial para os deslocamentos da estrutura. Na realidade, as frequências verificadas nos dois casos são previstas através de estudos experimentais (Kubota et al, 1983) e analíticos (Jay et al, 1984). No que se refere à amplitude de vibração, a utilização de elementos comprovados e do método de Newmark com o passo de tempo adequado nos permite considerá-la confiável. Logo, a sequência de procedimentos pode ser utilizada para o caso de uma estrutura mais complexa, como é o caso de um rotor de turbina hidráulica, usando modelos mais detalhados e outros tipos de elemento.

As particularidades referentes à periodicidade da geometria fornecem a possibilidade de diminuição do tamanho dos modelos no que se refere à cálculos dos parâmetros modais. Entretanto, como o carregamento é distribuído de forma em geral diferente sobre as pás, a aplicação de forças usando as relações de simetria cíclica para a resposta dinâmica torna-se um ponto de importância.

Uma etapa posterior do presente trabalho está em andamento e consistirá no desenvolvimento de rotinas para cálculo de resposta dinâmica com excitação distribuída sobre

as pás, levando em conta a simetria cíclica e usando o método de Newmark para integração das equações do movimento no tempo. Os procedimentos desenvolvidos por Thomas (1979), assim como por Dal-Ferro (1994) servirão como orientação para a definição das estratégias a serem seguidas. Entretanto, em rotores do tipo Darrieus, usados em usinas maré-motrizas, modos não ciclicamente simétricos podem ser excitados, e o cálculo considerando toda a geometria deve ser realizado.

O amortecimento presente nos rotores de turbina tem uma relação muito grande com o escoamento do fluido em torno das pás. O seu cálculo é por enquanto muito difícil e a melhor forma de obter dados confiáveis é a realização de ensaios modais com os rotores imersos (Albjanic et al, 1994).

Usando o mesmo modelo deste trabalho, pode-se variar o número de pás, o amortecimento e a velocidade de rotação para verificar se eventualmente o comportamento frequencial mantém-se com a tendência demonstrada. Da mesma maneira, a forma do carregamento também pode ser importante ao excitar somente os modos à ela associados.

Finalmente, convém comentar a atenção necessária ao se usar o algoritmo de FFT no que se refere ao fenômeno de *aliasing*. Como pode ser notado na figura 2, existem diversos picos em valores de frequência que não correspondem a nenhuma frequência natural ou muito menos às frequências de excitação. Análise posterior dos dados que originaram a figura (com uma amostragem maior em um mesmo período de tempo) permitiram verificar que os mesmos são múltiplos da velocidade de rotação em frequência maior que 64 Hz.

6. REFERÊNCIAS

- Albjanic, R., et al, Identification of vital hydrounit components dynamic parameters in water environment, *17th IAHR Symposium*, China, 1994
- Bathe, K.J., *Finite element procedures*, New Jersey : Prentice-Hall, 1996
- Dal-Ferro, C., *Etude dynamique des structures à symétrie cyclique, immergées dans un fluide lourd. Application à une roue de pompe centrifuge*, Thèse, INSA Lyon, 1994
- Guerra, D. R. S., Amarante Mesquita, A. L., and Anderson S. D., Development and Testing of Small Darrieus-Type Turbine for Tidal Current in the Mouth of the Amazon, *XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Bauru-SP, 1997.
- Jay, R.L., et al, Structural response due to blade vane interaction, *Transactions of the ASME*, vol. 106, january, 1984, p. 50-56
- Kubota, Y. et al, Vibration of rotating disc excited by stationary distributed forces, *Trans. of Japan Society of Mech. Eng.*, v.49, n.439-c, 1983,p.307-313 (em japonês)
- Mesquita, A.L.A., et al, A simplified Method for Axial-Flow Turbomachinery Design, *Revista da RBCM*, vol. XXI, n.1, 1999, p. 61-70
- Netch, H., Giacometti, A., Axial-flow induced vibrations in large high head machines, *Water Power and Dam Construction*, August, 1992, p. 21-27
- Pust, L., Experimental investigation of bladed disk vibrations, Third International Conference on Rotordynamics, INSA, Lyon, 1992, p.529-534
- Sena, M.J.S., Reynaud, G. Kueny, J.L., Dynamic behaviour improvement of Francis turbine runners, *International Journal for Hydropower and Dam Construction*, January, 1999
- Tanaka, H., et al, Studies on dynamic stress of runners for the design of 760 metre head pump-turbines, *16th Symposium of the IAHR*, São Paulo : Brasil, 1992, p. 239-248
- Thomas, D.L., Dynamic of rotationally periodic structures, *Journal of Numerical Methods in Engineering*, vol.14, 81-102 (1979)