

## **PREVISÃO DE VIDA À FADIGA E CONFIABILIDADE DAS PÁS DE UMA HIDROTURBINA KAPLAN**

**Alexandre de A. B. Soares**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte - Brasília - DF - Brasil  
alexbohner@hotmail.com

**André J. C. de Andrade**

andrejudah@yahoo.com.br

**Dianne M. Viana**

diannemv@unb.br

**Jorge L. de A. Ferreira**

jorge@unb.br

**Resumo:** Este artigo apresenta um estudo sobre a integridade estrutural das pás de uma hidroturbina Kaplan. Este componente foi escolhido por ser suscetível à iniciação de trincas. Neste sentido, o principal modo de falha é fadiga e as funções que caracterizam a resistência do material, capacidade, e a história de carregamentos aplicada sobre a pá, demanda, foram determinados. Duas funções demanda foram construídas, uma baseada no diagrama de Goodman e a outra baseada no diagrama de Gerber. Os parâmetros que caracterizam a capacidade foram obtidos através de testes de fadiga. Para a caracterização da história de tensões sobre a pá foi realizada uma análise transiente através do método dos elementos finitos. Baseados nesses resultados o fator de segurança, o índice de confiabilidade e a confiabilidade da pá foram considerados. O índice de confiabilidade e a confiabilidade da pá foram obtidos segundo a técnica FOSM. Como resultado, verificou-se que existe a possibilidade de falha por fadiga quando a pá trabalha sob condições transientes de carregamento.

**Palavras-chave:** Falha por Fadiga, Confiabilidade, Hidroturbina Kaplan

### **1. INTRODUÇÃO**

Nas hidroturbinas Kaplan, a geometria complexa e as características transientes do escoamento tornam difícil de realizar uma simulação que seja capaz de capturar os efeitos do movimento e da inclinação das pás do distribuidor e da turbina. Esses efeitos são extremamente complexos para serem simulados numericamente e sem solução analítica. Devido a característica transiente do escoamento, os componentes da turbina estão sujeitos a carregamentos cíclicos, possibilitando a falha por fadiga. O dano por fadiga pode ser medido através da história de carregamento e da utilização de modelos constitutivos que prevêm o número de ciclos necessários para início de trincas. O efeito de concentradores de tensão causa uma propagação mais rápida das trincas, causando um aumento das tensões locais até que a falha ocorra. Assim a falha por fadiga é súbita e total, e sua previsão de grande importância quando se projetam máquinas ou componentes que trabalham sob carregamentos cíclicos, e ainda mais quando existem carregamentos combinados, flexão e torção, aplicados alternativamente e repetidamente.

A análise da confiabilidade estrutural da pá da turbina foi baseada numa abordagem estatística, usando a falha estática por escoamento, e a falha por fadiga através dos critérios uniaxiais de Goodman e Gerber. O método FOSM, First Order and Second Moment Method, foi utilizado para

se calcular a função densidade de probabilidade, a qual corresponde à confiabilidade da estrutura. Para os parâmetros de capacidade foram utilizadas as propriedades mecânicas do material da pá. Os parâmetros de demanda foram os resultados obtidos através da utilização do campo de pressão estático sobre a pá obtido através de duas metodologias distintas para um mesmo regime de funcionamento da pá. A primeira foi uma simulação CFD, usando o software CFX, realizado pelo LEA, UnB, e a segunda é uma metodologia analítico-empírica baseada nos procedimentos clássicos de dimensionamento de rotores axiais. Para o critério de falha por fadiga, uma análise transiente foi realizada utilizando-se o software ANSYS. Os campos de pressão estáticos obtidos foram aplicados sobre a pá na forma de uma função degrau, simulando a condição crítica de um golpe de aríete. A história de tensões resultante da análise transiente foi usada para se identificar as regiões críticas da pá e as amplitudes de tensões foram usadas como parâmetros de demanda nos modelos uniaxiais de falha por fadiga.

## 2. MODELOS UNIAXIAIS DE FADIGA

No contexto unidimensional existem, basicamente, duas abordagens para descrever o fenômeno da fadiga. O primeiro enfoque relaciona a amplitude de tensão ao número de ciclos necessários para se observar a falha por fadiga e é mais conhecido como curva  $S-N$ . Uma outra abordagem relaciona amplitude das deformações com o número de ciclos necessários para se observar a falha por fadiga e é conhecida como curva  $\varepsilon-N$ . Na maior parte dos casos, os componentes estruturais estão submetidos a carregamentos que causam tensões médias diferentes de zero.

Tipicamente o efeito da tensão média é analisado utilizando-se o diagrama  $S_a-S_m$ . Nesse diagrama são levantadas as combinações de tensão alternadas e médias que causam falhas para uma vida especificada.

### 2.1 Modelos de Confiabilidade no Contexto Uniaxial

Segundo Harr (1987), confiabilidade ou segurança pode ser definida como a probabilidade de sucesso de um sistema em suportar condições de operação, por um período de tempo específico. Para se definir o nível aceitável de confiabilidade que uma estrutura deve ter, leva-se em conta o custo-benefício da mesma e os riscos a ela associados. Tradicionalmente, em engenharia, as avaliações dos riscos de falha são tomadas através de fatores de segurança  $FS$ :

$$FS = \frac{\bar{C}}{\bar{D}} \quad (1)$$

onde  $\bar{C}$  é a média da capacidade e  $\bar{D}$  a média da demanda (Shen e Soboyejo, 2001).

Definindo  $z$  como função margem de segurança, dada por:

$$z = C - D \quad (2)$$

e assumindo que  $C$  e  $D$  têm distribuição normal, a função de estado limite  $z$  também terá distribuição normal. Definindo as  $X_i$ 's variáveis associadas às funções capacidade e demanda, a estimativa probabilidade de falha é construída com base na equação de estado limite,  $g(X)$ .

$$z = g(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (3)$$

Variando-se os valores de  $X_i$ , a função de estado limite  $g(X)$  pode assumir as seguintes condições:  $g(X) > 0$ , não ocorre falha;  $g(X) = 0$ , estado limite, eminência de falha;  $g(X) < 0$ , ocorre falha. A seguinte integral define a probabilidade de falha:

$$P_f = \Pr ob[g(X) \leq 0] = \int_{g(X) \leq 0} f(X) dX \quad (4)$$

A função  $f(X)$  é a função densidade de probabilidade das variáveis e  $X_i$ 's de  $g(X)$ . Outra medida de adequação de um projeto é o índice de confiabilidade:

$$\beta = \frac{\bar{z}}{\sigma_z} = \frac{\bar{C} - \bar{D}}{\sqrt{\sigma_C^2 + \sigma_D^2}} \quad (5)$$

A avaliação da confiabilidade pode ser feita inteiramente pela comparação do índice de confiabilidade  $\beta$ , com aqueles considerados adequados, baseados em experimentos com a estrutura estudada. Se  $z$  pode ser assumido como uma variável aleatória de distribuição normal, a probabilidade de falha  $P_f$  é:

$$P_f = \Phi(\beta), \text{ onde, } \Phi(\beta) = \int_{\beta}^{+\infty} f(X) dX, \text{ é a função densidade de probabilidade} \quad (6)$$

Será utilizado um método probabilístico aproximado para se resolver essa integral. Nesse sentido, a probabilidade de falha é uma aproximação relacionada à como foi construído o modelo matemático. O FOSM foi usado devido à sua simplicidade e sua eficiência. Para desenvolver esse método somente os dois primeiros momentos são necessários, ou seja, a média e o desvio padrão.

## 2.2 FOSM

O “Método de Primeira Ordem, Segundo Momento” FOSM é usado na análise de confiabilidade de estruturas. A média e variância aproximadas de  $z$  são estimadas usando-se as médias  $\bar{X}_i$  e as variâncias  $\sigma_z^2$  ou coeficientes de variação (CV) das variáveis aleatórias básicas  $X_i$ 's. Expandindo  $g(X)$  em série de Taylor, usando os valores das médias de  $X_i$ 's e truncando os termos lineares das séries, a média aproximada da primeira ordem e a variância de  $z$  pode ser mostrada abaixo:

$$\bar{z} \cong g(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \bar{X}_3, \dots, \bar{X}_m) \quad (7)$$

$$\sigma_z^2 \cong \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m \left[ \left( \frac{\partial g}{\partial X_i} \right) \cdot \left( \frac{\partial g}{\partial X_j} \right) \text{Cov}(X_i, X_j) \right] \quad (8)$$

As derivadas parciais de  $g(X)$  são calculadas usando os valores médios de todos os parâmetros. Na Equação 8,  $\text{Cov}(X_i, X_j)$  é a covariância entre  $X_i$  e  $X_j$ . Esta formulação tem algumas imperfeições e gera resultados confiáveis quando as variáveis  $X_i$ 's têm distribuição normal e quando a função  $g(X)$  é linear. (Souza e Carvalho, 2001).

## 3. METODOLOGIAS DE OBTENÇÃO DO CARREGAMENTO ESTÁTICO

Foram estudadas duas metodologias para se obter o carregamento estático sobre a pá de hidroturbina Kaplan da UHE Coaracy Nunes, gerador 3. Ambas foram utilizadas para que, através da comparação dos resultados, se pudesse escolher uma metodologia prática e econômica de se estimar o campo de pressões estático sobre a pá da turbina. A Tabela 1 mostra o regime de operação do hidrogerador estudado. Os dados foram obtidos do Manual Voith-Hydro-UHE Coaracy Nunes, 1998.

Tabela 1 - Regime de operação da turbina estudada.

| Regime de Operação |                       | Características da Turbina |         |
|--------------------|-----------------------|----------------------------|---------|
| Potência Nominal   | 29.5 MW               | Altura do estator          | 2.78 m  |
| Queda Nominal      | 21.9 m                | Altura do Distribuidor     | 1.703 m |
| Vazão Nominal      | 143 m <sup>3</sup> /s | Inclinação da Pá           | 13°     |
|                    |                       | Abertura do Distribuidor   | 67.5°   |

### 3.1 Análise Numérica com o software CFX

A simulação foi realizada pelo LEA, Laboratório de Energia e Ambiente, com o software comercial CFX 5.5.1 (Moura, 2003). Considerou-se um referencial inercial e uma pressão de referência igual à pressão atmosférica. A geometria do rotor e das pás, assim como o campo de pressão obtido em uma pá pode ser visto na Figura 1.

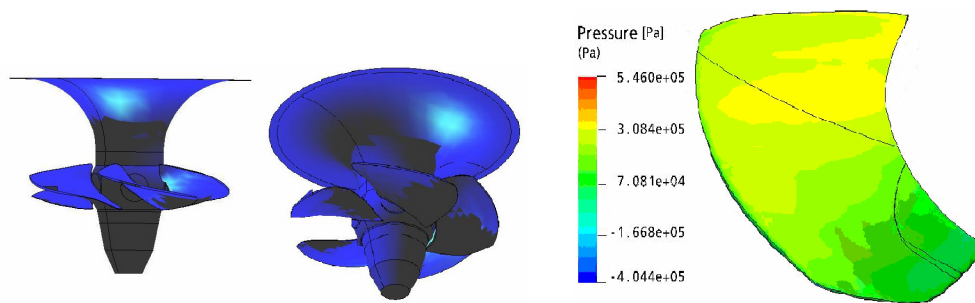


Figura 1: Geometria do rotor e das pás; Campo de pressão obtido pela simulação CFD.

### 3.2 Metodologia Analítica

Para a metodologia analítica os dados foram obtidos a partir de um roteiro clássico para o dimensionamento de rotores axiais (Bran e Souza, 1991). A distribuição de pressão foi obtida para as turbinas parciais resultantes de cortes na geometria original da pá. O software Xfoil<sup>1</sup> foi usado para se simular os perfis aerodinâmicos correspondentes às turbinas parciais e estas pressões foram extrapoladas para toda superfície da pá (Mamiya and Souza, 2004). O campo de pressões sobre a pá para a condição estudada pode ser visto na Figura 2.

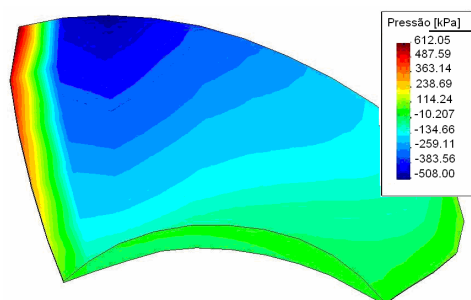


Figura 2: Campo de pressões (kPa) para a condição estudada.

## 4. ANÁLISE TRANSIENTE ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Foi utilizado na análise da pá o software de elementos finitos ANSYS. Para a análise transiente, uma condição extrema de carregamento foi simulada, aplicando-se os campos de pressão estáticos

<sup>1</sup> O Xfoil é um código de análise de perfis aerodinâmicos sob regime subsônicos desenvolvido por Mark Drela. É um código de licença livre da GNU e pode ser baixado em: <http://raphael.mit.edu/xfoil>.

obtidos de modo súbito no instante  $t=0$ . O carregamento aplicado na forma de uma função degrau simula um golpe de aríete. O carregamento é aplicado sobre a pá no instante  $t=0$  e mantido sobre a pá até  $t=1$ . O passo de integração usado é de 0,01 s, totalizando 100 iterações. Para a análise um amortecimento do meio de  $\zeta=0.05$  foi considerado.

#### 4.1 Análise Transiente com o Carregamento Obtido Através da Simulação CFD

Para esta análise as maiores tensões foram observadas no tempo 0,18 s e para o nó 754, elemento 1645. A Figura 3 mostra a função degrau correspondente ao carregamento aplicado e a história de tensões para os nós do elemento 1645. A Figura 4 mostra o campo de tensões na pá para o instante 0,18 s, e mostra o entalhe onde ocorre a concentração de tensão. As tensões equivalentes de Von Mises para o nó 754 foram consideradas parâmetros de demanda para as análises de confiabilidade através dos modos de falha estático por escoamento e fadiga.

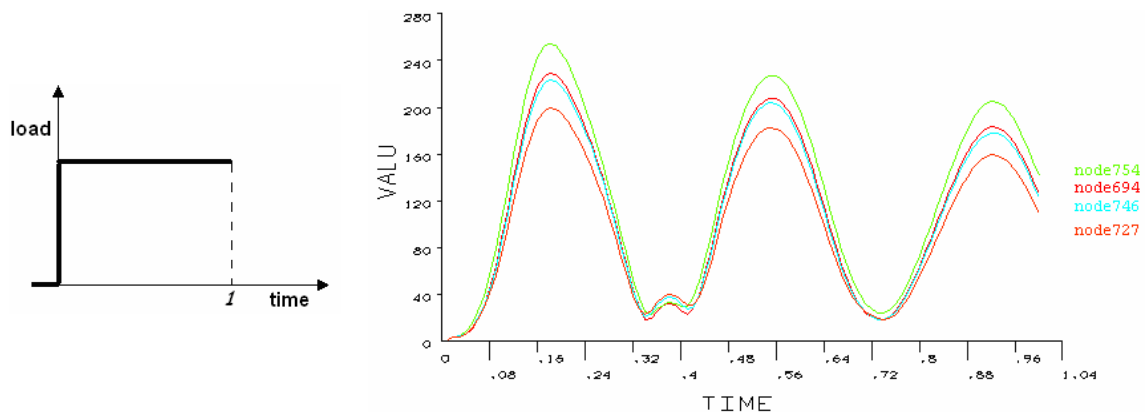


Figura 3: Função degrau e história de tensões de Mises para os nós do elemento 1645.

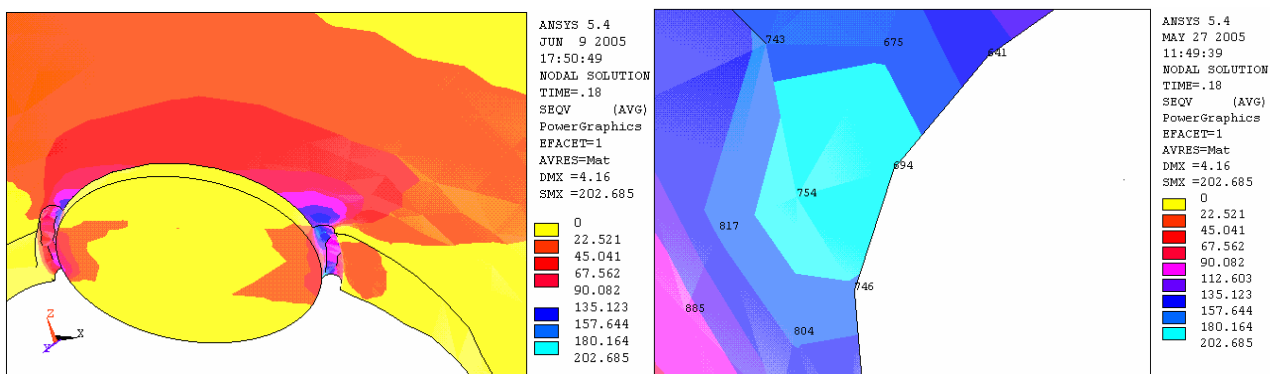


Figura 4: Campo de tensões sobre a pá para tempo 0.18 s; Detalhe da concentração de tensões no entalhe (tensões Mises em MPa).

#### 4.2 Análise Transiente com o Carregamento Obtido Através da Metodologia Analítica

Para esta análise as maiores tensões foram observadas no tempo 0,18 s e para o nó 728, elemento 2192. A Figura 5 mostra a função degrau correspondente ao carregamento aplicado e a história de tensões para os nós do elemento 2192. A Figura 6 mostra o campo de tensões na pá para o instante 0,18 s, e mostra o entalhe onde ocorre a concentração de tensão. As tensões equivalentes de Von Mises para o nó 728 foram consideradas parâmetros de demanda para as análises de confiabilidade através dos modos de falha estático por escoamento e fadiga.

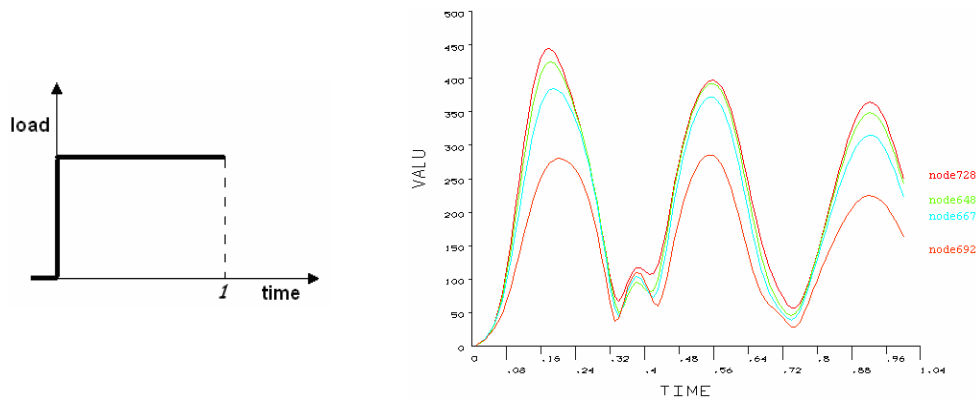


Figura 5: Função degrau e história de tensões de Mises para os nós do elemento 2192.

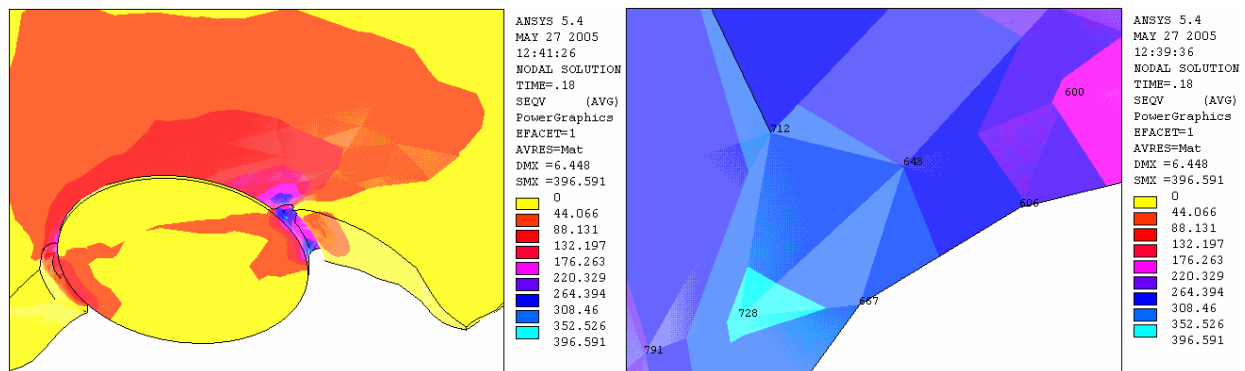


Figura 6: Campo de tensões sobre a pá para tempo 0.18 s; Concentração de tensões no entalhe (tensões Mises em MPa)

## 5. ANÁLISE DE INTEGRIDADE ESTRUTURAL

### 5.1 Determinação das Propriedades do Material da Pá

As pás da turbina são feitas de aço DIN EN 10283 fornecida pela Voith Siemens do Brasil. As propriedades mecânicas desse material foram obtidas através de testes de laboratório no Laboratório de Testes Mecânicos do Departamento de engenharia Mecânica da UnB, segundo as normas ASTM / E 468-90 (ASTM, 1990) e ASTM E - 739/91 (ASTM, 1991). As propriedades mecânicas foram caracterizadas por um valor médio e um coeficiente de variação. Os valores obtidos foram:  $S_n = (890; 0,15)$  [MPa];  $S_y = (637; 0,15)$  [MPa];  $S'_n = (814; 0,84)$  [MPa]. Considerando-se os fatores de Marin relacionados às condições específicas da pá e seu entalhe, o limite de resistência a fadiga do aço DIN EN 10283 sob condições reais de carregamento para a pá da turbina pode ser escrito como:  $(\bar{S}_n, \sigma_{S_n}) = (1; CV_{S_n}) \bar{S}_n = (1; 0,13) 308,85$  [MPa].

### 5.2 Modo de Falha Estático

Para o modo de falha estático a função de estado limite  $G(X)$ , pode ser re-escrita como:

$$MS = G(X) = \bar{C} - \bar{D}. \quad (9)$$

Considerando o limite de escoamento como a capacidade e as tensões máximas de Von Mises obtida nas análises transientes como a demanda, a margem de segurança pode ser escrita por:

$$MS = G(X) = \bar{S}_y - \bar{\sigma}_{eq} \quad (10)$$

Todos os parâmetros foram considerados variáveis aleatórias com distribuição normal. Usando-se as Equações 7 e 10, têm-se:

$$\bar{z} = G(\bar{S}_y, \bar{\sigma}_{eq}) = \bar{S}_y - \bar{\sigma}_{eq} \quad (11)$$

Substituindo a Equação 10 na 8 e considerando todas variáveis não correlatas:

$$\sigma_z^2 = \left( \frac{\partial G}{\partial S_y} \right) \cdot \text{var}(S_y) + \left( \frac{\partial G}{\partial \sigma_{eq}} \right) \cdot \text{var}(\sigma_{eq}) \quad (12)$$

Relembrando que a variância é uma variável aleatória e pode ser escrita por:

$$\text{var}(X) = \sigma_X^2 = (CV_X \cdot \bar{X})^2 \quad (13)$$

E que as derivadas parciais das variáveis em relação a  $G(X_i)$  são 1 e -1 tem-se:

$$\sigma_z^2 = (CV_{S_y} \cdot \bar{S}_y)^2 + (CV_{\sigma_{eq}} \cdot \bar{\sigma}_{eq})^2 \quad (14)$$

As tensões máximas de Mises e os nós onde ocorrem para as análises transientes realizadas são mostrados na Tabela 2. Considerando as propriedades do material, a confiabilidade da pá foi calculada segundo o critério de falha estático por escoamento. A Tabela 3 apresenta os parâmetros da função z calculada, a confiabilidade e o fator de segurança tradicional para a pá.

Tabela 2 - Tensões máximas de Mises obtidas para as análises transientes

| Método    | $\bar{\sigma}_{eq}$ (MPa) | Tempo (s) | Nó  | Elem. |
|-----------|---------------------------|-----------|-----|-------|
| CFX       | 254,628                   | 0,18      | 754 | 1645  |
| Analítico | 444,920                   | 0,18      | 728 | 2192  |

Tabela 3 - Parâmetros usados na estimativa da confiabilidade da pá

| Estatísticas       | Método  |           |
|--------------------|---------|-----------|
|                    | CFX     | Analítico |
| $\bar{Z}$          | 382,372 | 192,08    |
| $\sigma_z$         | 95,55   | 95,55     |
| $CV_z$             | 0,249   | 0,497     |
| $\beta_z$          | 4,00    | 2,01      |
| Confiabilidade (%) | 99,9968 | 97,7784   |
| F.S.               | 2,50    | 1,43      |

### 5.3 Modo de Falha por Fadiga

A história de tensões na área do entalhe é caracterizada por um carregamento cíclico com média não nula. A existência do componente estático na história de tensões reduz a amplitude do componente alternado. Os modelos de Goodman e Gerber foram usados, respectivamente, segundo as Equações 15:

$$\frac{S_a}{S_n} + \frac{S_m}{S_{rt}} = 1 \quad \text{e} \quad \frac{S_a}{S_n} + \left( \frac{S_m}{S_{rt}} \right)^2 = 1 \quad (15)$$

$S_a$  e  $S_m$  são os pares de tensão alternada e média no elemento estrutural para certa vida,  $S_n$  e  $S_{rt}$  são respectivamente os limites de resistência à fadiga e o limite de resistência. As condições de carregamento que geram os pares  $(\sigma_a, \sigma_m)$  são definidas como a função demanda e as Equações 15 definem a função capacidade, e assim, a função de estado limite  $G(X)$  pode ser escrita:

$$MS = G(X) = \bar{C} - \bar{D} \quad (16)$$

$MS$  é a margem de segurança, a diferença entre  $\bar{C}$  e  $\bar{D}$ , a distância dos pares ordenados  $(S_a, S_m)$   $(\sigma_a, \sigma_m)$  da origem do sistema de coordenadas, como mostrado na Figura 7:

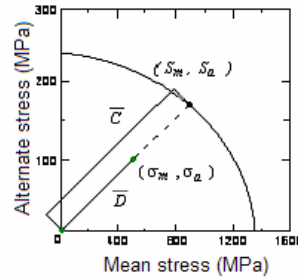


Figura 7: Caracterização geométrica das funções capacidade e demanda.

A relação funcional dos componentes dos pares  $(S_m, S_a)$  e  $(\sigma_m, \sigma_a)$  é expressa por:

$$S_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \cdot S_m \quad (17)$$

Em termos de  $S_n$  e  $S_{rt}$ , os componentes  $S_a$  e  $S_m$  serão escritos considerando-se o modelo de Goodman, Equações 18, e o modelo de Gerber, Equações 19.

$$S_m|_{Gdm} = \frac{\sigma_m}{\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}}} \quad \text{e} \quad S_a|_{Gdm} = \frac{\sigma_a}{\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}}} \quad (18)$$

$$S_m|_{Grb} = \frac{1}{2} \times \left[ \sqrt{\left( \frac{\sigma_a \times S_{rt}^2}{\sigma_m \times S_n} \right)^2 + 4 \times S_{rt}^2} - \frac{\sigma_a \times S_{rt}^2}{\sigma_m \times S_n} \right] \quad \text{e} \quad S_a|_{Grb} = \frac{\sigma_a}{2 \cdot \sigma_m} \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{\sigma_a \cdot S_{rt}^2}{\sigma_m \cdot S_n} \right)^2 + 4 \cdot S_{rt}^2} - \frac{\sigma_a \cdot S_{rt}^2}{\sigma_m \cdot S_n} \right] \quad (19)$$

As funções de estado limite são, respectivamente:

$$G(X)_{Gdm} = \sqrt{S_m|_{Gdm}^2 + S_a|_{Gdm}^2} - \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_a^2} \quad \text{e} \quad G(X)_{Grb} = \sqrt{S_m|_{Grb}^2 + S_a|_{Grb}^2} - \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_a^2} \quad (20)$$

A técnica FOSM foi utilizada por substituição direta das equações desenvolvidas nessa seção nas Equações 7 e 8. Os resultados obtidos para a análise transiente foram usados para caracterizar a função demanda. A função capacidade é determinada pelas propriedades do material e pelas tensões médias e alternadas. Todos os parâmetros foram considerados variáveis aleatórias com distribuição normal. A Tabela 4 mostra os parâmetros da capacidade e demanda utilizada.

A confiabilidade da pá foi calculada para os critérios de Goodman e Gerber pela técnica FOSM. O fator de segurança foi calculado de acordo com a Equação 16 para as equações deduzidas para ambos os critérios. A Tabela 5 mostra os parâmetros da função  $z$  calculada, a confiabilidade e o fator de segurança tradicional da pá para os critérios estudados.

Tabela 4 - Parâmetros das funções capacidade e demanda

| Método    | Node | Elem. | $\sigma_{\max}$ (MPa) | $\sigma_{\min}$ (MPa) | $\overline{\sigma}_m$ (MPa) | $\overline{\sigma}_a$ (MPa) |
|-----------|------|-------|-----------------------|-----------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| CFX       | 754  | 1645  | 254,63                | 22,87                 | 138,75                      | 115,88                      |
| Analítico | 728  | 2192  | 444,92                | 66,22                 | 255,57                      | 189,35                      |

Tabela 5 - Parâmetros utilizados na estimativa de confiabilidade da pá

| Estatísticas | Método   |           |          |           |
|--------------|----------|-----------|----------|-----------|
|              | Goodman  |           | Gerber   |           |
|              | CFX      | Analítico | CFX      | Analítico |
| $\bar{Z}$    | 159,606  | 35,248    | 238,151  | 119,699   |
| $\sigma_z$   | 34,668   | 35,556    | 44,327   | 44,164    |
| $CV_z$       | 0,217    | 1,009     | 0,186    | 0,377     |
| $\beta_z$    | 4,60     | 0,99      | 5,37     | 2,65      |
| Conf. (%)    | 0,999998 | 0,83923   | 0,999999 | 0,99597   |
| F.S.         | 1,883    | 1,111     | 2,317    | 1,376     |

A metodologia analítica forneceu resultados mais conservativos para todos os critérios de falha. De modo geral, a critério de Gerber forneceu as maiores confiabilidades.

#### 5.4 Análise dos Resultados

A hidroturbina Kaplan estudada deve ser vista como um sistema composto de 5 pás. A falha de uma única pá traria efeitos catastróficos para todo sistema hidrogerador. Nesse sentido, a confiabilidade do hidro gerador é a confiabilidade de um sistema de 5 pás em série. A Tabela 6 mostra a confiabilidade do rotor de acordo com os critérios de falha estudados. As confiabilidades obtidas a partir do carregamento da simulação CFD são menos conservativas que os obtidos através da metodologia analítica. Os fatores de segurança tradicionais não refletem, para todos os casos, a confiabilidade baseada em métodos probabilísticos. Para o modo de falha estático por escoamento e simulação CFD um fator de segurança F.S.=2,5 foi observado, e para o critério de Gerber um fator de segurança F.S.=2,317 foi obtido. Comparando-se as confiabilidades para o mesmo caso, o critério de Gerber fornece maiores confiabilidades. Como esperado, a metodologia analítica é mais conservativa e apresenta as menores confiabilidades, especialmente para o critério de Goodman.

Tabela 6 - Confiabilidades e F.S. para o sistema rotor

| Critério             | Método                | $\beta_z$ | Conf. (1 pá) | Conf. (rotor) | F.S.  |
|----------------------|-----------------------|-----------|--------------|---------------|-------|
| Tensão de Escoamento | CFX                   | 4,00      | 0,999968328  | 0,99984165    | 2,500 |
|                      | Metodologia Analítica | 2,01      | 0,977784405  | 0,893748923   | 1,430 |
| Goodman              | CFX                   | 4,60      | 0,999997926  | 0,99998963    | 1,883 |
|                      | Metodologia Analítica | 0,99      | 0,839236817  | 0,416315557   | 1,111 |
| Gerber               | CFX                   | 5,37      | 0,999999961  | 0,999999805   | 2,317 |
|                      | Metodologia Analítica | 2,65      | 0,995978979  | 0,980055932   | 1,376 |

## 6. CONCLUSÕES

Uma metodologia completa para se determinar a integridade estrutural de uma pá de hidroturbina Kaplan foi apresentada nesse trabalho, da definição do carregamento até a modelagem dos critérios de falha por técnicas probabilísticas e a caracterização dos parâmetros de capacidade e demanda. As diferenças de confiabilidades para um mesmo critério e para as diferentes metodologias de obtenção do carregamento são atribuídas à natureza dos procedimentos e hipóteses restritivas de cada metodologia. A simulação CFD é mais complexa e precisa, porém, para se obter resultados consistentes é necessário haver não somente conhecimento do problema físico, mas também das ferramentas computacionais disponíveis para se executar a simulação. Se os recursos para a realização de uma simulação CFD não são disponíveis, a metodologia analítica se mostra uma alternativa prática e de baixo custo, que provém resultados mais conservativos. Nesse caso particular, faltam dados experimentais e de campo para se determinar com precisão qual das duas metodologias é mais adequada. Uma vez que os mecanismos que geram carregamentos cíclicos nesse tipo de pá de hidroturbina são conhecidos, a mesma metodologia apresentada aqui pode ser usada para se desenvolver modelos mais precisos para prever a confiabilidade da estrutura e sua vida à fadiga baseados em técnicas probabilísticas.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bran, R., Souza, Z., 1991, “Máquinas de Fluxo”, Ed. Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro.
- Harr, M. E., 1987, “Reliability-Based Design in Civil Engineering”, Dover Publications, Inc., New York.
- Mamiya E. N., Souza C., 2004, “Relatório Parcial do Projeto UnB/Eletronorte Fadiga de Máquinas Rotativas, Incorporação dos Modelos de Fadiga Multiaxial ao Programa de Elementos Finitos”, Grupo de Mecânica dos Materiais, Dep. de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília.
- Marin, Joseph, 1962, “Mechanical Behavior of Engineering Materials”, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., p. 224.
- Moura, M. D. 2003, “Assessment of Turbulence Modeling for CFD Simulation in Hydroturbines: Draft Tube”, 0843, 17<sup>th</sup> COBEM.
- Shen, W., Soboyejo, W. O., 2001, “Probabilistic Modeling of Fatigue Crack Growth in T1 – 6 Al – 4V”, International Journal of Fatigue, vol ?, May.
- Souza, W. R. M. e Carvalho, G. N. D., 2001, “Propagação de Fissuras em Vigas Submetidas a Diferentes Estados de Carregamento”, Tese de Mestrado, Universidade de Brasília.
- Manual Voith-Hydro-UHE Coaracy Nunes, 1998. Máquina 3 .

## FATIGUE LIFE PREDICTION AND RELIABILITY OF KAPLAN HYDROTURBINE BLADES

**Abstract:** *This article presents a study about the structural integrity of Kaplan turbine blade. This component was chosen for being susceptible to cracks initiation. In this sense, the main failure mode was fatigue and the functions which characterize the material strength, capacity, and the load history applied to the blade, demand, were determined. Two demand functions were built, one based on Goodman's diagram and the other one on Gerber's diagram. The parameters that characterize capacity function were obtained by means of tension and fatigue tests. For the characterization of the stress loading history applied on the blade, a finite element analysis was used. Based on those results, safety factor, reliability index and reliability of the blade were considered. The reliability index and the reliability were estimated according to FOSM technique. As result it was verified that there is the possibility of fatigue failure when the blade works under transient load conditions.*

**Keywords:** *Fatigue failure, Reliability, Kaplan Hydro turbine*