



**XX SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Versão 1.0
XXX.YY
22 a 25 Novembro de 2009
Recife - PE

GRUPO I – GGH

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA

Desenvolvimento de Metodologia para Modelagem e Avaliação Estrutural de Componentes de Hidrogerador para Diagnóstico de Defeitos e Extensão de Vida Útil

R.R. Rueda* H. Tiba F. Buiochi J.C.Adamowski R.C.Carbonari E. C. N. Silva
CESP CESP POLI-USP POLI-USP POLI-USP POLI-USP

RESUMO

Este trabalho desenvolve uma metodologia de avaliação estrutural e estimativa de vida útil utilizando o software ANSYS para um componente de hidrogerador utilizando elementos finitos, com o objetivo de identificar regiões, carregamentos e parâmetros críticos a serem inspecionados no componente. Isso permitirá avaliar e prever o comportamento estrutural dos componentes mecânicos submetidos a diversas condições de carregamento, além da influência de reparos na sua vida útil de forma a otimizar o tempo da manutenção e aumentar sua confiabilidade, pois reduz a necessidade de realização de testes experimentais. Também foram aplicadas técnicas de otimização para avaliar o desgaste da turbina.

PALAVRAS-CHAVE

Análises Dinâmicas, Método de Elementos Finitos, Método de Otimização Topológica, Turbinas Hidráulicas e Simulação de escoamento Fluido.

1.0 - INTRODUÇÃO

Problemas de vibrações, trincas e quebras de componentes de unidades geradoras (principalmente usinas anteriores à década de 80) têm exigido uma reavaliação estrutural dos diversos elementos de máquinas para manter a segurança, a confiabilidade e a disponibilidade dos equipamentos. É conhecido que a modelagem estrutural através do método de elementos finitos constitui uma ferramenta de simulação poderosa para execução de avaliações da influência de desgastes e reparos do componente na sua vida útil [1,2,3,4,5].

Este trabalho desenvolve uma metodologia de avaliação estrutural e estimativa de vida útil para um componente de hidrogerador utilizando elementos finitos, com o objetivo de identificar regiões, carregamentos e parâmetros críticos a serem inspecionados no componente. Isso permitirá avaliar e prever o comportamento estrutural dos componentes mecânicos submetidos a diversas condições de carregamento, além de determinar a influência de reparos na sua vida útil de forma a otimizar o tempo da manutenção e aumentar sua confiabilidade, pois reduz a necessidade de realização de testes experimentais.

A implementação dessa metodologia permite a obtenção rápida de resultados e a possibilidade de testar várias alternativas de material e geometria de reparos de modo a escolher a melhor alternativa que atenda às condições de manutenção, trazendo significativas reduções de custo e tempo. A utilização de simulação computacional para otimizar a manutenção dos componentes é uma área de pesquisa pouco explorada na literatura, uma vez que a maior parte dos trabalhos são direcionados para a área de projeto do componente de hidrogerador. Portanto, o estudo e desenvolvimento de trabalhos nesse tema trazem contribuições significativas para a área de

hidrogeradores. Para realização das simulações computacionais de elementos finitos foi utilizado o software ANSYS [6].

A metodologia proposta nesse trabalho segue a seqüência: a) construção do modelo sólido CAD do componente do hidrogerador a partir de dados obtidos com uma máquina de medição de coordenadas; b) importação do modelo CAD para o CAE e discretização do modelo CAD utilizando elementos sólidos (3D); c) realizar análises estáticas lineares por elementos finitos considerando os carregamentos (forças de pressão, força centrífuga, peso próprio e forças de reação); d) avaliar a rigidez do componente e pontos críticos onde ocorre concentração de tensão mecânica; e) avaliar a vida útil do componente (fadiga); f) análise de sensibilidade de características geométricas em pontos críticos; g) utilizar técnicas de otimização para avaliar o limite de desgaste de material.

2.0 - CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD

Como componente de hidrogerador foi escolhida uma turbina tipo Francis da Usina Hidroelétrica de Jaguari. Como primeira etapa da modelagem computacional é necessária a construção do modelo em CAD. Para isso foi utilizado um equipamento computadorizado de medição de coordenadas, que gerou uma nuvem de pontos da pá. Essa nuvem de pontos foi pós-processada utilizando um software de CAD para obter o volume sólido correspondente. Obtido o modelo CAD das pás, a próxima etapa foi acrescentar a saia e a coroa à turbina, utilizando o software de CAD. O modelo CAD final da turbina é mostrado na Figura 1a juntamente com o modelo CAD de uma seção da turbina (Figura 1b).

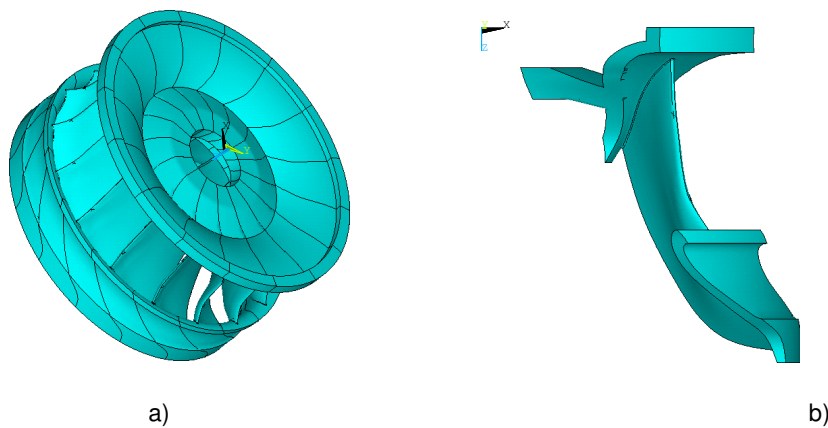


Figura 1 - a) Modelo CAD final da turbina; b) Modelo CAD de uma seção da turbina da UHE de Jaguari (dimensões: altura=0,97m e diâmetro=1,85m).

3.0 - SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO DE FLUIDO POR MEF

Para realização da simulação estrutural é necessário saber os carregamentos de pressão que atuam na pá da turbina. Esse carregamento foi obtido através de uma simulação de escoamento de fluido [7] utilizando o software CFX [8]. No entanto, é necessário inicialmente gerar o volume CAD do líquido que está definido entre as pás da turbina. Em seguida esse modelo foi discretizado numa malha de elementos finitos utilizando o software ANSYS [6].

Para a simulação de escoamento fluido foi considerado o estado crítico de funcionamento da turbina, ou seja, uma queda máxima de 66,6m (~6,87atm) que resulta numa pressão estática na turbina de 7,87atm. Foram especificadas a velocidade angular de 31,4rad/s (= 300rpm ou 5Hz) e a aceleração da gravidade (9,81m/s²).

A potência e vazão calculadas são iguais à ~11,8MW (~15.850cv) e 42,3 m³/s, respectivamente. Esses resultados estão coerentes com os dados da curva de colinas da UEH de Jaguari. Em todas as simulações estruturais apresentadas neste artigo são consideradas as mesmas condições de contorno na simulação de escoamento fluido para levantar os carregamentos de pressão na pá.

4.0 - CONSTRUÇÃO DO MODELO CAE

Essa etapa compreende a construção da malha de elementos finitos e a aplicação das condições de contorno e de carregamentos mecânicos. Considerando que a turbina tem 16 pás foi utilizado o modelo CAD de apenas uma seção da turbina que compreende um ângulo de $22,5^\circ$, conforme mostrado na Figura 1b.

Para modelar a turbina completa utilizando apenas uma seção, é necessário empregar o comando "cyclic" do ANSYS [6], que impõe uma simetria cíclica ao modelo. Porém, para a utilização do comando "cyclic" é necessário gerar uma malha idêntica nas faces opostas do modelo da seção cíclica, ou seja, os mesmos números de nós nas mesmas posições para as faces cíclicas equivalentes. Obtida uma malha que atenda à condição cíclica, o ANSYS reconhece automaticamente os demais setores e expande o modelo para o modelo completo, como mostrado na Figura 1a.

Para discretização do modelo foi utilizado o elemento SOLID95 do ANSYS. A malha obtida, mostrada na Figura 2a, possui 210.936 elementos e 157.885 nós. Observa-se que a malha foi construída de forma uniforme em todo o modelo, a fim de garantir uma análise numérica mais precisa, principalmente para o cálculo de tensões mecânicas. O material considerado foi o aço e as propriedades mecânicas especificadas foram o módulo de Young, coeficiente de Poisson e densidade iguais a 207 GPa, 0,3 e 7800 kg/m^3 , respectivamente.



Figura 2 - a) Malha gerada para a seção cíclica; b) Condições de fixação mecânicas.

Finalizada a geração da malha cíclica, o próximo passo é a aplicação das condições de contorno mecânicas de deslocamentos e carregamentos mecânicos. Fixaram-se as componentes de deslocamentos U_x , U_y e U_z da região correspondente à coroa, como mostrada na Figura 2b. O carregamento mecânico é obtido do CFX na forma de campo de pressões aplicado somente nos nós da pá, como mostrado na Figura 3. Para isso é necessário utilizar o elemento SURF154 (no ANSYS [6] e no CFX [8]) para transmitir o carregamento de pressão para a estrutura e deve-se tomar o cuidado de especificar uma densidade próxima de zero para esses elementos. A intensidade máxima da pressão é de $1,65 \text{ MPa}$, e ocorre na borda de entrada da pá.

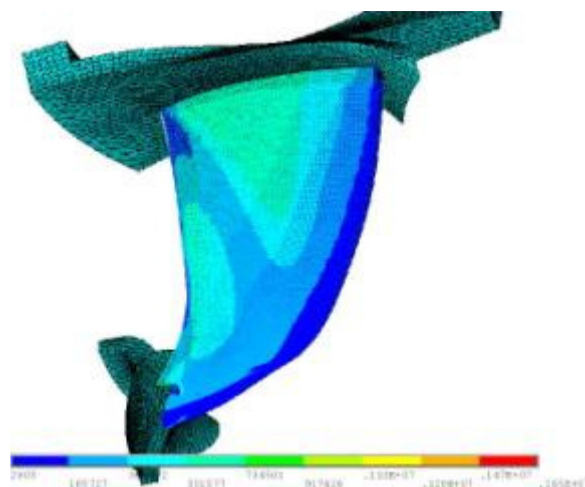


Figura 3 - Carregamento de pressão aplicado na pá (unidade em Pa).

Os demais carregamentos mecânicos são resultantes da inércia devido à velocidade angular e do peso próprio, utilizando os valores mencionados na introdução. Finalizado o modelo, o próximo passo foi realizar as análises estruturais estáticas.

5.0 - SIMULAÇÃO ESTRUTURAL POR MEF

Serão apresentados os resultados numéricos de tensões mecânicas e deslocamentos considerando a análise estática.

5.1 Análise Estática

As simulações apresentadas a seguir têm por objetivo analisar a influência do raio de curvatura da borda de entrada entre a pá e a coroa e a presença de buracos gerados na pá devido à cavitação. Para isso serão determinadas a distribuição de tensões e deslocamentos nessa região e a sua influência na vida útil da turbina. A seguir são apresentados somente os resultados de tensões de von Mises. As análises de vida útil são apresentadas no tópico de fadiga.

5.1.1 Análise do raio de curvatura da borda de entrada entre a pá e a coroa

Na Figura 4 são mostradas as diferenças geométricas entre os dois modelos (com e sem raio de curvatura). Em ambos os modelos são considerados as mesmas condições de carregamento e de contorno. No entanto, para cada modelo apresentado, é gerado um novo campo de pressões utilizando o CFX. O campo de pressões para o modelo com arredondamento do raio tem uma intensidade de campo de pressões maior do que o modelo original, devido à alteração do escoamento na borda de entrada. O resultado do módulo de deslocamento é mostrado na Figura 5a e 5b para os modelos das Figuras 4a e 4b, respectivamente.

Analisando os resultados de deslocamentos, verifica-se que o raio de arredondamento causou um pequeno aumento na intensidade dos deslocamentos. Porém, nota-se que o arredondamento causou mudanças na forma de deformar da turbina, como mostrado na Figura 5. Assim, o arredondamento aumenta a intensidade dos deslocamentos na coroa na região de entrada, exatamente a região influenciada pelo arredondamento. Seria interessante realizar o mesmo estudo para o raio de arredondamento na saída.

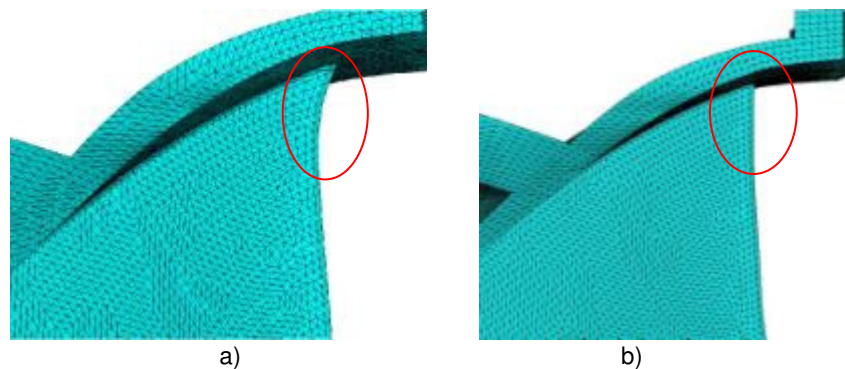


Figura 4 - Comparação entre modelos: (a) com o raio da borda de entrada entre a pá e a coroa; (b) sem o arredondamento.

Na Figura 6 são mostradas as tensões mecânicas de von Mises. As concentrações de tensões ocorrem nas regiões de interface (pá-coroa e pá-saia) e borda de saída, como mostram as Figuras 6a e 6b para os modelos com e sem raio de arredondamento, respectivamente. A Tabela 1 mostra uma comparação de deslocamento e tensão de Von Mises máximos referente à simulação dos modelos anteriores.

Tabela 1 - Comparação de deslocamento e tensão de von Mises máximos referente aos modelos das Figuras 4a e 4b.

	Deslocamento Máximo (mm)	Tensão Máxima de von Mises (MPa)
Sem raio de arredondamento	0,62	146
Com raio de arredondamento	0,91	177

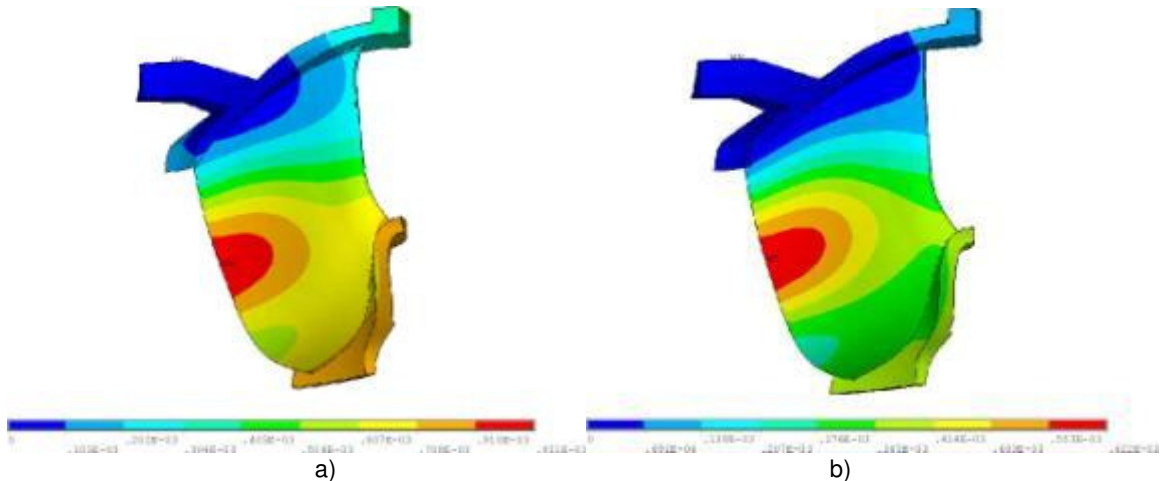


Figura 5 - Módulo dos deslocamentos. (a) Modelo com o raio da borda de entrada entre a pá e a coroa; (b) sem o arredondamento (unidades em m).

5.1.2 Análise do efeito da cavitação nas tensões mecânicas.

O efeito da cavitação na concentração de tensões na pá é abordado. Nessa modelagem, retiraram-se elementos numa região sujeita a cavitação para simular a ausência de material, como mostrado na Figura 7a.

As condições de contorno (carregamentos e restrições de deslocamentos mecânicos) foram mantidas iguais às simulações anteriores, bem como foram mantidas as mesmas características do modelo original (sem modificações no raio de curvatura). Os resultados de intensidade de deslocamento e tensões mecânicas de von Mises são mostrados nas Figuras 8a e 8b, respectivamente.

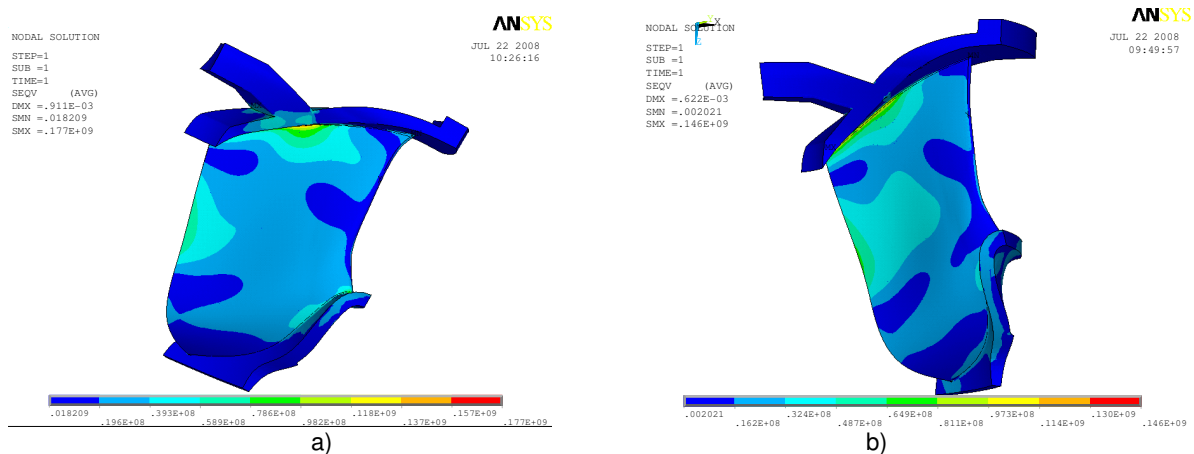


Figura 6 - Tensões mecânicas de von Mises. (a) Modelo com o raio da borda de entrada entre a pá e a coroa; (b) sem o arredondamento (unidades em Pa).

Como mostrado na Figura 8b há um aumento das tensões mecânicas na região cavitada. No entanto, como a região analisada não está localizada na interface entre a pá e a coroa ou a pá e a saia, o aumento das tensões não é acentuado. Porém, a região cavitada é crítica no caso real, e pode apresentar maiores remoções de material. Nessa modelagem numérica, a quantidade de material retirado não foi suficiente para alterar significativamente as tensões mecânicas. Assim foi construído um segundo modelo em que foi removida uma quantidade maior de material, conforme mostra a Figura 7b.

Na Figura 9a são mostrados os deslocamentos para esse segundo modelo. Esses resultados mostram que a turbina é rígida o suficiente para suportar perda de material, mesmo em regiões críticas. Já os resultados de tensões mecânicas de von Mises elevaram-se em 10 MPa, como mostrado na Figura 9b, mesmo gerando uma cavitação artificial numa região com tensões altas. No entanto, este modelo provoca mudanças no escoamento

cuja influência é precisamente obtida analisando o novo escoamento, o que não foi realizado devido ao foco do projeto. A Tabela 2 mostra uma comparação de deslocamento e tensão de von Mises máximos referente à simulação dos modelos anteriores.

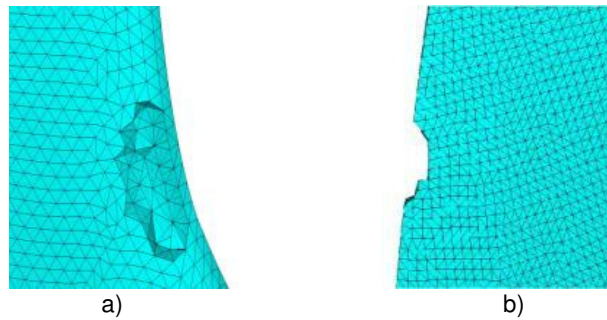


Figura 7 - (a) Primeiro com a pá cavitada próximo à borda de entrada do lado de sucção; (b) Detalhe da malha de elementos finitos no segundo modelo da pá cavitada próximo à borda de saída.

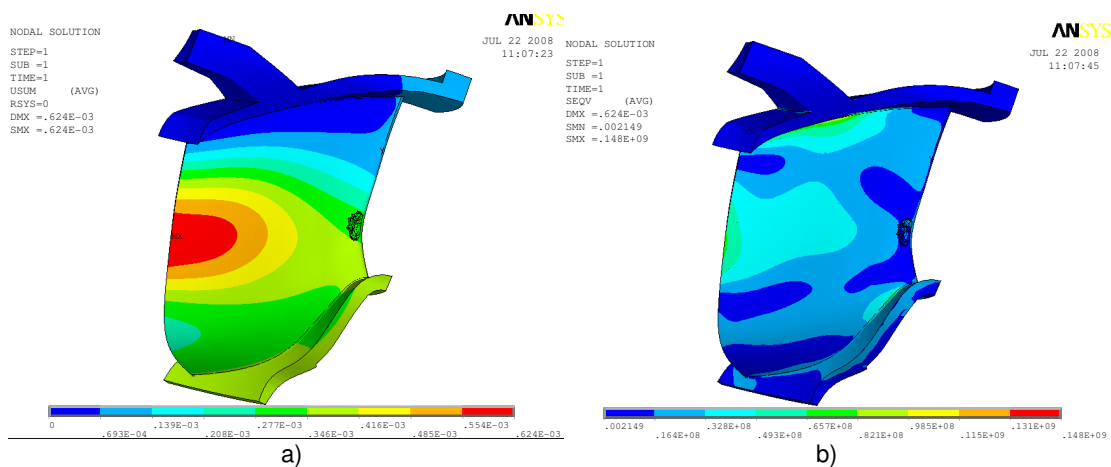


Figura 8 - (a) Módulo dos deslocamentos no modelo com região cavitada (unidades em m); (b) Tensões mecânicas de von Mises do modelo cavitado 1 (unidades em Pa).

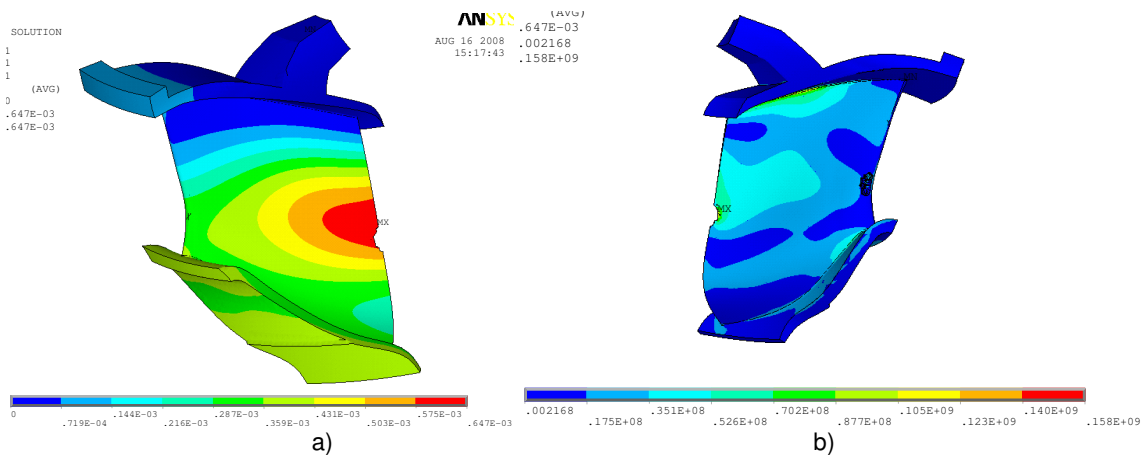


Figura 9 - (a) Módulo dos deslocamentos no segundo modelo da pá cavitada (unidades em m); (b) Tensões mecânicas de von Mises no segundo modelo da pá cavitada (unidades em Pa).

Tabela 2 - Comparação de deslocamento e tensão de von Mises máximos referente aos modelos das Figuras 7a e 7b.

	Deslocamento Máximo (mm)	Tensão Máxima de von Mises (MPa)
Defeito de cavitação I	0,62	148
Defeito de cavitação II	0,64	158

5.1.3 Análise de Fadiga

Para estimar a vida útil à fadiga é utilizado o gráfico da Figura 10, utilizando as tensões mecânicas de von Mises obtidas na seção anterior [9]. No caso da comparação da influência do raio de curvatura da borda de entrada, o modelo original (sem raio) tem uma vida útil maior do que com o raio de arredondamento. Os valores de vida útil são 6×10^5 e 2×10^5 ciclos calculados para tensões de 146 e 177 MPa, respectivamente. Já para os modelos no qual analisou-se a influência da região cavitada, a diferença do número de ciclos é muito pequena em relação ao modelo original, principalmente no primeiro modelo da pá cavitada. No entanto, é importante destacar que, nessa análise de fadiga, considera-se o estado mais crítico de tensões ocorrendo em 100% dos ciclos, o que não representa o caso real. Num modelo mais realístico, deve ser considerado a média das tensões mecânicas num determinado período, resultando em tensões menores do que o considerado nas análises apresentadas.

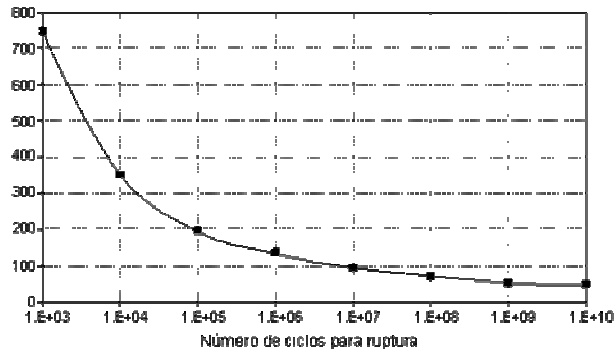


Figura 10 - Características de fadiga dos aços carbono de baixa liga dentro da água.

6.0 - APLICAÇÃO DE TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO NA ANÁLISE DO DESGASTE

Com o intuito de analisar os pontos nos quais o material pode ser retirado sem prejudicar a rigidez estrutural foi utilizado o método de otimização topológica (MOT) [10], que permite avaliar a retirada de material sem alterar significativamente o desempenho da turbina em termo de rigidez. Consiste numa primeira abordagem, para avaliar o limite de desgaste.

Para aplicar o método de otimização topológica (MOT) na turbina foi utilizado o software TOSCA [11] em conjunto com o ANSYS. No TOSCA são especificadas as funções objetivo e de restrição que representam a maximização de rigidez e a quantidade de material a ser removida, respectivamente. O ANSYS é utilizado como solucionador apenas. No modelo utilizado, foi considerado como carregamentos o peso próprio, carregamento de pressão, e a velocidade de rotação, com os valores descritos anteriormente. Para as condições de contorno utilizaram-se as mesmas dos modelos anteriores, a menos da condição de simetria cíclica.

A otimização realizada considera retirar material de forma a não reduzir a rigidez estrutural da turbina, sendo que a quantidade de material a ser retirada é controlada através da restrição de volume. Apenas a região da saia e o interior da coroa foram considerados regiões otimizáveis, e determina-se que a quantidade de material final da turbina seja maior ou igual a 80% do material original. O resultado obtido está ilustrado na Figura 11. Nota-se que, o método retira material da região inferior e interna da saia, pois esta região para o modelo utilizado é a que menos contribui para a rigidez estrutural. Como a região da pá é otimizável, observa-se que há remoção de material na pá, localizado próximo à borda de entrada da parte inferior.

7.0 - CONCLUSÕES

A geometria gerada utilizando a nuvem de pontos medidos na turbina da Usina Hidrelétrica de Jaguari, permitiu construir o modelo CAD, e daí obter o modelo CAE para calcular a distribuição de pressões no CFX, bem como, realizar a modelagem numérica no ANSYS para obter deslocamentos e distribuição de tensão mecânica.

Foram implementados estudos de sensibilidade considerando um raio de arredondamento na borda de entrada entre a pá e a coroa e abordado o efeito da cavitação na concentração de tensões na pá da turbina. A presença do raio de arredondamento na borda de entrada aumentou o deslocamento e tensão mecânica pelo fato de alterar a distribuição de pressão. Já a presença de defeitos de cavitação provoca um aumento do deslocamento e da tensão mecânica. Para esses estudos considerados a análise de fadiga mostra uma vida infinita com uma partida e uma parada diária.



Figura 11 - Resultado pós-processado da turbina otimizada considerando todos os carregamentos e restrição de volume de material igual a 80%.

A utilização de técnica de otimização para avaliação do limite de desgaste resultou na remoção de material apenas na saia, uma vez que a pressão aplicada na pá não permite remoção de material na mesma e a coroa é um elemento importante na rigidez da turbina pelo fato da fixação da mesma no eixo ser feita através da coroa. No entanto a massa da saia é importante pois garante uma inércia mínima para a turbina. Assim sugere-se substituir a restrição de volume por uma restrição de momento de inércia. Pode-se também considerar como região de remoção de material a região de solda entre pá e coroa e pá e saia.

A metodologia computacional implementada permite otimizar a manutenção dos componentes, ou seja, avaliar e prever o comportamento estrutural dos componentes mecânicos submetidos a diversas condições de carregamento, para diagnóstico de defeitos e extensão de vida útil, sem necessidade de realização de testes experimentais.

8.0 - AGRADECIMENTOS

Agradecemos à CESP e a ANEEL pelos apoios técnicos e financeiros recebidos.

9.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) A. Wickström, STRUCTURAL ANALYSIS OF FRANCIS TURBINE RUNNERS USING ADINA, Computers and Structures, vol. 64, no. 5/6, pp. 1087-1095, 1997.
- (2) C.G. Rodriguez, E. Egusquiza, X. Escaler, Q.W. Liang, F. Avellan, Experimental investigation of added mass effects on a Francis turbine runner in still water, Journal of Fluids and Structures, vol. 22, pp.699–712, 2006.
- (3) C.-H. Richter, Structural design of modern steam turbine blades using ADINA, Computers and Structures, vol. 81, pp. - 919–927, 2003.
- (4) M. Dubas and M. SCHUCH, STATIC AND DYNAMIC CALCULATION OF A FRANCIS TURBINE RUNNER OF WITH SOME REMARKS ON ACCURACY, Computers and Structures, Vol. 27, no. 5, pp. 645-655, 1987.
- (5) Q.W. Liang, C.G. Rodriguez, E. Egusquiza, X. Escaler, M. Farhat, F. Avellan, Numerical simulation of fluid added mass effect on a francis turbine runner, Computers & Fluids, vol. 36, pp.1106–1118, 2007.
- (6) ANSYS. Release 11.0. ANSYS tutorials. ANSYS, Inc., 2007.
- (7) H. Nilsson and L. Davidson, Validations of CFD against detailed velocity and pressure measurements in water turbine runner flow, INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN FLUIDS, vol. 41, pp.863–879, 2003.
- (8) ANSYS. Release 11.0. ANSYS CFX tutorials. ANSYS, Inc., 2007.
- (9) J. E. Shigley, Elementos de Máquinas, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., terceira edição, 1984.
- (10) Bendsoe MP, Sigmund O, "Topology optimization: theory, methods and application", Springer, Berlin, 2003.
- (11) TOSCA, General Documentation, version 6.1, rev. 1, 2007.