

ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DA COROA DE UM GERADOR HIDRELÉTRICO

Rodrigo Teixeira Marcolino
rtmarcolino@gmail.com

Resumo. *O presente trabalho tem como propósito avaliar o campo de tensões de um componente de geradores hidrelétricos através do desenvolvimento de modelos analíticos e em elementos finitos. Os primeiros modelos desenvolvidos foram tão simples quanto foi possível de modo e, posteriormente, conforme novos elementos foram adicionados à análise, modelos mais complexos foram desenvolvidos e novas comparações foram feitas.*

Palavras chave: *turbina, hidráulica, método dos elementos finitos*

1. Introdução

As unidades geradoras das usinas hidrelétricas são divididas em dois componentes: a máquina hidráulica e a máquina elétrica. A máquina hidráulica (também chamada somente de “turbina”) é responsável por transformar a energia hidráulica do escoamento em potência de eixo, e a máquina elétrica (também chamada somente de “gerador”) é responsável por transformar esta potência de eixo em energia elétrica.

Tanto a turbina quanto o gerador possuem partes rotativas e partes estáticas. O rotor do gerador é excitado por uma corrente de intensidade constante, que gera campo magnético de intensidade também constante; e o estator do gerador é composto por condutores na forma de barras ou bobinas. O movimento do rotor promove a variação da direção do seu vetor campo magnético relativamente aos condutores do estator, produzindo, assim, energia elétrica.

De modo a promover a estabilidade da máquina rotativa, é necessário que ela tenha grande inércia. O componente responsável por conferir tal inércia é a chamada “coroa” do rotor, objeto de estudo do presente trabalho.

2. Descrição do componente

A coroa do gerador é formada por chapas cortadas a laser de elevada resistência mecânica, idênticas, cada uma no formato de um segmento de um anel circular. As chapas são fixadas umas às outras por meio de tirantes axiais, posicionados em cada um dos orifícios presentes nas chapas. Os tirantes são responsáveis por conferir a pré-tensão de prensagem e por suportar grande parte das tensões originadas das forças centrífugas atuantes. As chapas que compõem a coroa são empilhadas de maneira a formarem-se vários anéis cilíndricos concêntricos. Para garantir a homogeneidade e a fixação do pacote empilhado, é aplicado um determinado ângulo de sobreposição entre anéis adjacentes. A Figura (1) mostra um modelo tridimensional das chapas e de como é feita sua sobreposição.

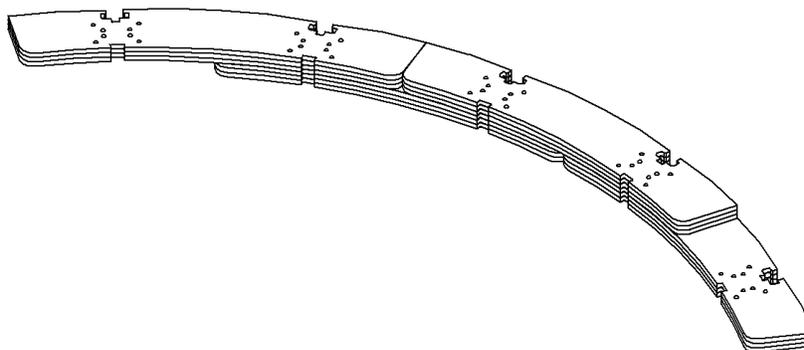


Figura (1): Chapas da coroa e seu esquema de montagem

Os pólos, componentes nos quais passa a corrente responsável pela excitação do conjunto rotativo, são fixados na coroa através das ranhuras localizadas na sua porção mais periférica.

3. Carregamentos e casos de carga

A coroa do gerador está submetida a carregamentos de diferentes precedências, e tais carregamentos podem estar combinados de maneiras diferentes, em diferentes casos de carga. Os casos de carga aos quais a coroa pode estar submetida são:

- Máquina parada;
- Condição nominal: corresponde à condição de operação normal.
- Disparo: reflete a condição na qual a máquina encontra-se girando em vazio, desligada da rede elétrica, com máxima velocidade. Nesta condição, toda a potência mecânica gerada pela turbina é consumida como perda nos mancais e o único carregamento presente são os esforços centrífugos da própria coroa e dos componentes a ela presos.

Demonstra-se que o disparo é o caso crítico de carga para a coroa, uma vez que, devido à sua grande massa e inércia, os esforços centrífugos mostram-se predominantes aos outros tipos de carregamento, presentes nos outros casos de carga. Por este motivo, os modelos desenvolvidos pelos fabricantes de hidrogeradores são dimensionados para esse caso de carga.

4. Desenvolvimento e comparações

4.1 Hierarquia dos modelos

A coroa foi modelada inicialmente como um anel cilíndrico inteiriço e sem orifícios. Posteriormente, novos modelos considerando os efeitos de sobreposição devido ao fato de sua estrutura ser laminada e a existência de orifícios para tirantes foram feitos.

A hierarquia de modelos descrita foi utilizada no presente trabalho por ser a mesma utilizada nos modelos dos fabricantes deste componente.

4.1 Modelo 1: Cilindro maciço

Neste modelo, foi aplicado o carregamento inercial $\vec{\omega} = \omega_z \vec{k}$ e a condição de contorno $u_z = 0$ (deslocamento nulo na direção axial) para os nós no plano $z = 0$.

Para uma primeira análise, os seguintes parâmetros foram considerados:

- Parâmetros de material: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$
- Parâmetros geométricos: $D_e = 7000 \text{ mm}$, $D_i = 4000 \text{ mm}$, $H = 2500 \text{ mm}$
- Carregamentos e condições de contorno: $\omega = 500 \text{ rpm}$

Para a primeira simulação, o resultado do modelo em elementos finitos para as tensões tangenciais para o plano $z = h/2 = 1250 \text{ mm}$ pode ser visto na Figura (2):

```

POST1 SURFACES
VALUE= XSTRESS
SURF1
STEP=1
SUB =1
TIME=1

```

ANSYS
 JUN 9 2008
 11:01:13

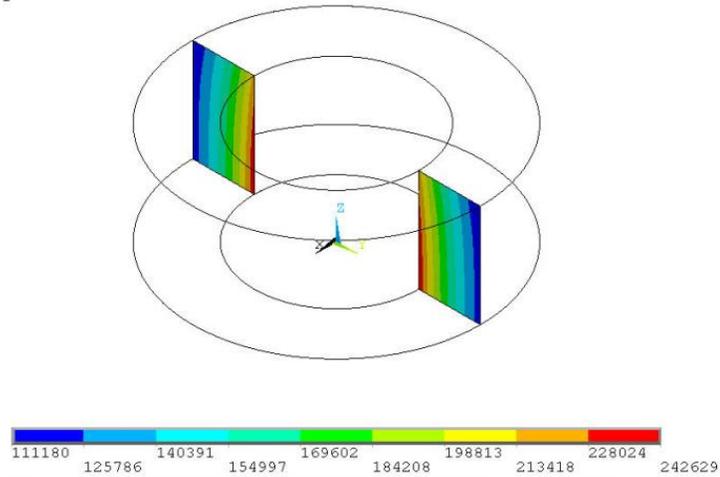


Figura (2): Tensões normais tangenciais (valores em kPa)

Da análise dos resultados acima, conclui-se:

- Em (10) pode-se encontrar uma solução para o campo de tensões em um cilindro com orifício submetido a rotação constante, considerando a hipótese de Estado Plano de Tensões.

O modelo analítico utilizado é baseado na Teoria da Elasticidade. Admite-se que o componente encontra-se em regime elástico-linear e também que o material do qual o componente é feito não apresenta propriedades diferentes em direções diferentes; ou seja, o material é isotrópico.

Chamando-se de σ_r a tensão normal na direção radial, σ_θ a tensão normal na direção tangencial e, ainda, considerando-se um cilindro de raio interno a , raio externo b e velocidade de rotação ω ; constituído de material com massa específica ρ e constante de Poisson ν , os seguintes campos de tensões radiais e tangenciais, respectivamente, são previstos:

$$\sigma_r(r) = \frac{3+\nu}{8} \cdot \rho\omega^2 \cdot \left(b^2 + a^2 - \frac{a^2b^2}{r^2} - r^2 \right)$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{3+\nu}{8} \cdot \rho\omega^2 \cdot \left(b^2 + a^2 + \frac{a^2b^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right)$$

Plotando-se em um mesmo gráfico as tensões do modelo do mercado, as do modelo em elementos finitos e as tensões obtidas pelo modelo descrito acima, obtém-se a distribuição de tensões mostrada no Gráfico (1):

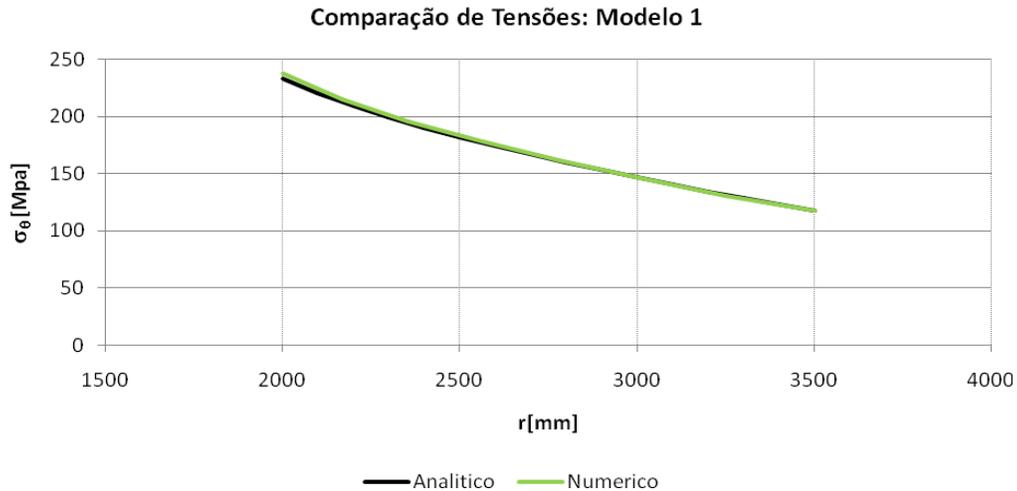


Gráfico (1): Tensões para o primeiro modelo.

Pode-se perceber que os resultados obtidos pelo modelo numérico desenvolvido são muito próximos daqueles encontrados através do modelo analítico, mesmo admitindo-se a hipótese de Estado Plano de Tensões.

- As tensões calculadas pelo modelo do mercado têm magnitude comparável às tensões tangenciais dos dois outros modelos. As tensões de direção radial, nos modelos analíticos e em Elementos Finitos, correspondem a menos de 10% das tensões máximas de direção tangencial.

- Como dito anteriormente, para o modelo em Elementos Finitos, os resultados mostrados na tabela e no gráfico correspondem aos valores de tensão para o plano $z = h/2 = 1250mm$. Porém, da análise dos valores encontrados percebe-se claramente que a influência da coordenada z sobre as tensões é muito pequena. Assim, o modelo em Estado Plano de Tensões, utilizado nesta primeira análise, mostra-se suficientemente verossímil.

5.2 Modelo 2: Laminado com orifícios

Com o objetivo de simplificar-se a análise, nos modelos laminados, não foram consideradas a existência de ranhuras e nem de arredondamentos na chapa. No modelo montado, foram considerados somente três anéis concêntricos sobrepostos, como pode ser visto na Figura (3):

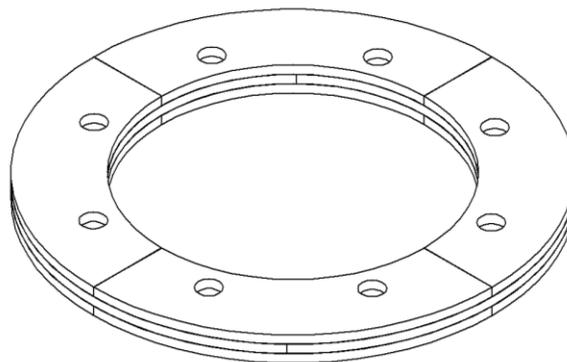


Figura (3): Exemplo esquemático de montagem do modelo 2

Para simplificar-se a análise, o modelo foi reduzido a 1/8 da sua extensão original, como pode ser visto na Figura (4). As superfícies sombreadas representam as superfícies nas quais condições de simetria foram estabelecidas.

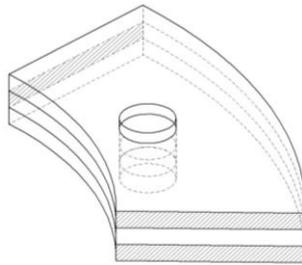


Figura (4): Geometria do modelo 2

As superfícies sombreadas são aquelas nas quais se considera que há continuidade física de material. Assim, as condições de simetria impostas equivalem à condição de $u_\theta = 0$ (deslocamento tangencial nulo) nestas superfícies.

Como condição de contorno, para eliminar o movimento de corpo rígido dos segmentos, foi imposto que $u_z = 0$ (deslocamento nulo na direção axial) para os nós nas superfícies inferiores de todas as chapas. Além disso, foi aplicado o carregamento inercial de rotação $\vec{\omega} = \omega_z \vec{k}$.

Na região do tirante, foi imposto o contato entre a superfície externa do tirante e as superfícies internas de cada uma das chapas, individualmente.

Os seguintes parâmetros foram considerados:

- Parâmetros de material: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$, $\mu = 0.5$ (coef. de atrito)
- Parâmetros geométricos: $D_E = 1700 \text{ mm}$, $D_I = 1000 \text{ mm}$, $Z_{PS} = 2$ (número de pólos por chapa), $Z_{BERF} = 2$ (número de tirantes por chapa), $D_B = 36 \text{ mm}$ (diâmetro do tirante)
- Carregamentos e condições de contorno: $\omega = 95.49 \text{ rpm}$

Na região ao longo do tirante, as tensões tangenciais podem ser vistas na Figura (5):

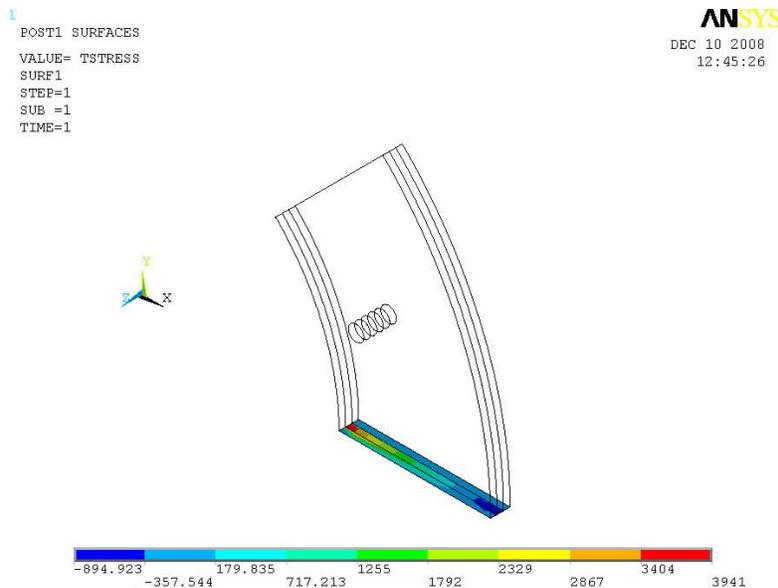


Figura (5): Tensões tangenciais para o segundo modelo nas seções ao longo do tirante (valores em kPa)

Para a seção do tirante, as tensões tangenciais podem ser vistas na Figura (6):

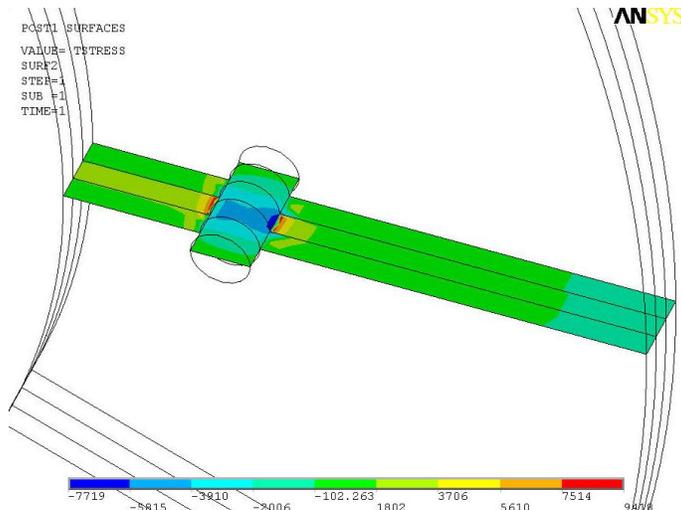


Figura (6): Tensões tangenciais para o segundo modelo na seção do tirante (valores em kPa)

A comparação entre as tensões tangenciais encontradas pelo método dos elementos finitos e a tensão do modelo do mercado pode ser visto no Gráfico (2):

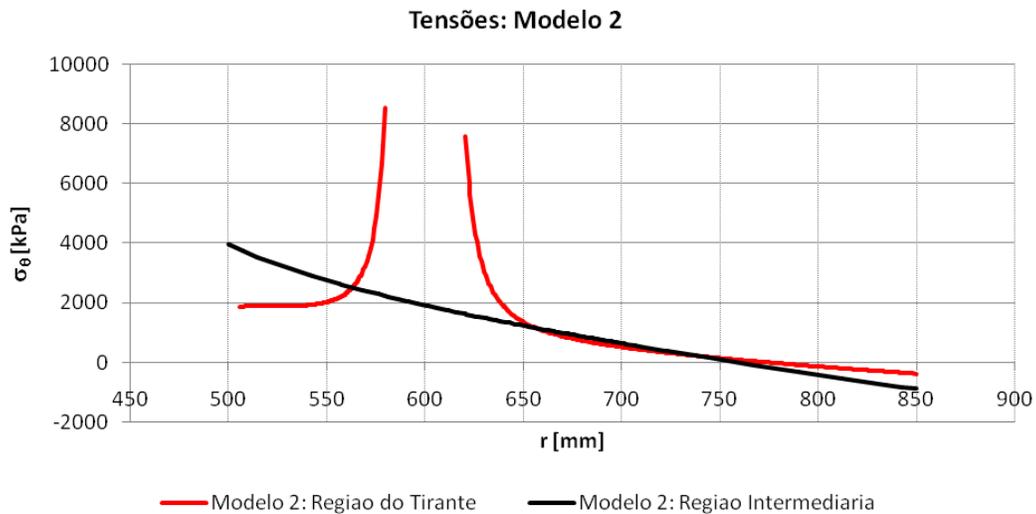


Gráfico (2): Gráfico comparativo entre as tensões encontradas através do modelo 2 (valores em kPa)

Da análise dos resultados expostos, conclui-se:

- A análise do gráfico apresentado sugere que, na região do tirante apareçam grandes concentrações de tensão. As tensões médias (neste caso, consideradas como sendo a média aritmética das tensões) encontradas na seção intermediária valem $\sigma_{\theta} = 1275.14 \text{ kPa}$; já as tensões máximas na região do tirante valem $\sigma_{\theta} = 8524.05 \text{ kPa}$. Estes resultados representam um fator de concentração $F = 6.67$.

Comparativamente, em [10], pode-se acompanhar a solução do chamado “Problema de Kirsch”, que representa uma placa plana com orifício sendo submetida a diferentes carregamentos. Quando a placa é carregada uniformemente na direção normal, as tensões máximas na região do orifício são três vezes maiores do que as tensões médias nas regiões ao longe. Se a placa for carregada com cisalhamento puro, as tensões máximas na região do orifício valem quatro vezes as tensões médias ao longe.

Em [10] conclui-se também que, para distâncias do bordo do orifício equivalentes a uma vez e meia vezes o seu diâmetro, o erro cometido ao se desprezar estes fatores concentradores de tensão são menores do

que 6%. No modelo aqui desenvolvido, para se obterem erros inferiores a 6%, a distância mínima de afastamento do bordo do tirante vale aproximadamente 1.2 vezes o seu diâmetro.

- Simulando-se novamente o modelo 1 (cilindro maciço) para o conjunto de parâmetros geométricos utilizado neste modelo, obtêm-se os seguintes resultados (comparativamente aos da seção intermediária do modelo 2), mostrados no Gráfico (3):

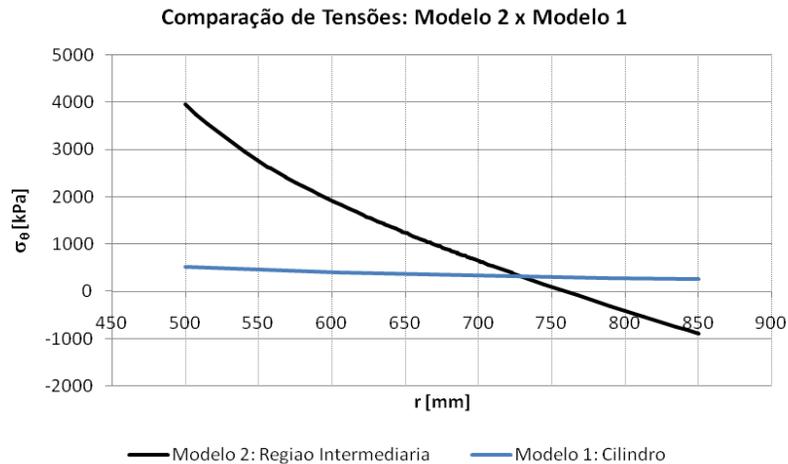


Gráfico (3): Gráfico comparativo entre as tensões encontradas através do modelo 2 e através do modelo 1 para um mesmo conjunto de parâmetros numéricos (valores em kPa)

A não-homogeneidade do conjunto laminado (quando comparada com um cilindro maciço) gera um aumento na magnitude das tensões.

Note-se que a seção intermediária do modelo 2 já não apresenta mais nenhuma concentração de tensão oriunda da presença do orifício na chapa.

- Tomando o mesmo conjunto de parâmetros numéricos, porém, substituindo-se a condição de deslocamento axial nulo nas faces inferiores das chapas intermediária e superior por uma condição de contato com $\mu = 0.3$, os valores de tensão para a seção intermediária podem ser vistos na Figura (7):

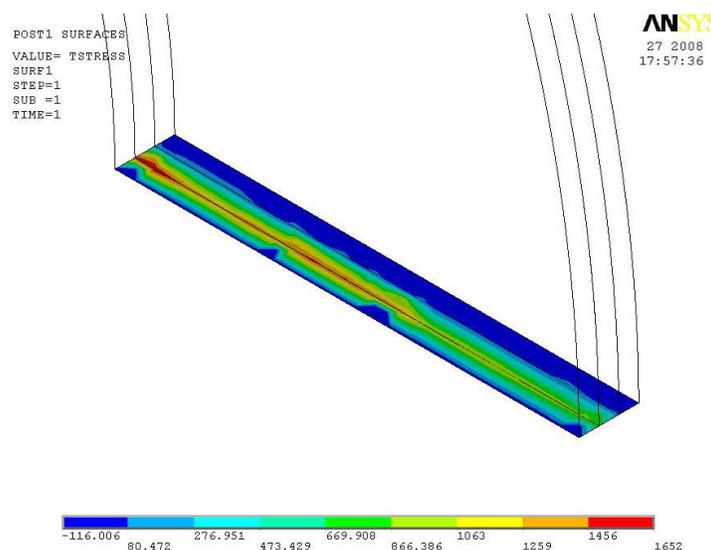


Figura (7): Tensões tangenciais para o segundo modelo, considerando-se contato entre as chapas

Uma vez que a condição de atrito corresponde à realidade (ou seja, os tirantes só são plenamente carregados quando há escorregamento entre as chapas), a significativa mudança nos valores de tensão sinaliza que, de alguma maneira, os efeitos da força de atrito devem ser considerados para aumentar-se a verossimilhança do modelo.

6. Conclusões

Os resultados apresentados no presente trabalho elucidam e exemplificam o uso do método dos elementos finitos para a determinação de campos de tensões em geometrias e carregamentos diversos. Para que as tensões na coroa possam ser mais corretamente avaliadas, faz-se necessário um estudo experimental com geradores em funcionamento, através da instalação de *strain-gauges* e do subsequente tratamento dos dados coletados. Além do quê, para a segunda configuração estudada (conjunto laminado com orifícios), o não-desenvolvimento de modelos analíticos compromete a confiabilidade dos resultados. Dessa maneira, o desenvolvimento de modelos analíticos (ou, mais provavelmente, modelos analítico-numéricos, dada a alta complexidade da geometria e do carregamento do modelo) se faz necessário para a correta avaliação dos resultados alcançados.

O tempo e a capacidade de processamento também se mostraram fatores determinantes no bom andamento das simulações em elementos finitos. A área da superfície da chapa é muito grande em comparação à sua espessura, e, dessa maneira, a malha teve que ser muito bem refinada para que as tensões pudessem ser corretamente avaliadas na sua espessura.

7. Referências

- (1) Agencia Nacional de Energia Elétrica, disponível em <http://www.aneel.com.br>, acessado em 15/06/2008
- (2) CRNKOVIC, J. – *Análise de Tensões em Discos Rotativos Pelo Método da Matriz de Transferência*, Dissertação de Mestrado - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1970
- (3) LAURIA, D. – *Máquinas e Instalações Hidráulicas*, 1995
- (4) LOPES, R. – *Otimização Topológica Aplicada Ao Projeto de Estruturas Submetidas a Forças de Campo Mecânicas*, Dissertação de Mestrado - EPUSP, 2005
- (5) LOVE, A.E.H. – *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*, Dover, 1944
- (6) MAZER, T. – *Otimização da Eficiência de uma Turbina Eólica de Eixo Horizontal Através de Simulação Numérica*, Trabalho de Formatura – EPUSP, 2005
- (7) NAMORAS, J., Kramer, C., Haluska, C. – *Geração de Energia: Hidrogeradores*, Material interno Voith Siemens Hydro Power Generation, 2003
- (8) STERNER, S., Saigal, S., Kistler, W., Dietrich, D. E. - *A Unified Numerical Approach For The Analysis Of Rotating Disks Including Turbine Rotors*, 1993
- (9) STUMP, F. V. – *Topology Optimization with Stress Constraints: Reduction of Stress Concentration in Functionally Graded Structures*, 2008
- (10) TIMOSHENKO, S. P., Goodier, J.N.. – *Theory of Elasticity*, McGrall-Hill, 1970

ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DA COROA DE UM GERADOR HIDRELÉTRICO

Rodrigo Teixeira Marcolino
rtmarcolino@gmail.com

Abstract. The presented study intends to evaluate the stress fields of an important component of hydrogenerator machines through FEM and analytical models. Although the first developed models were as simple as possible, other elements were furthermore included in the analysis and more sophisticated models were developed and new comparisons were made.