

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DA COROA DE UM GERADOR
HIDRELÉTRICO**

Rodrigo Teixeira Marcolino

São Paulo
2008

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DA COROA DE UM GERADOR
HIDRELÉTRICO

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica de Engenharia para a obtenção de
título de Graduação em Engenharia**

Aluno: Rodrigo Teixeira Marcolino

Professor orientador: Prof. Dr. Roberto Ramos Jr.

Área de concentração: Engenharia Mecânica

São Paulo

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Marcolino, Rodrigo Teixeira

**Estudo do dimensionamento da coroa de um gerador
hidrelétrico / R.T. Marcolino. – São Paulo, 2008.
70 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Turbinas hidráulicas 2.Hidráulica aplicada 3.Método dos
elementos finitos I.Universidade de São Paulo. Escola Politéc-
nica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

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, rotores

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.

Keywords: turbine, hydraulic, finite element methods, rotors

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 NOTAS SOBRE O APROVEITAMENTO HIDRELÉTRICO.....	1
1.2 COMPONENTES BÁSICOS DE UMA USINA HIDRELÉTRICA	5
1.3 COMPONENTES BÁSICOS DA MÁQUINA ELÉTRICA	6
2. OBJETIVO	10
3. ANÁLISE DO COMPONENTE ESTUDADO.....	11
3.1 ASPECTOS GERAIS DO COMPONENTE ESTUDADO	11
3.2 DESCRIÇÃO GEOMÉTRICA.....	12
3.3 CARREGAMENTOS E CASOS DE CARGA	15
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
5. MODELAMENTO E COMPARAÇÕES	19
5.1 HIERARQUIA DOS MODELOS	19
5.2 MODELO 1: CILINDRO MACIÇO.....	19
5.2.1 <i>Descrição do modelo</i>	19
5.2.2 <i>Simulações</i>	20
5.2.3 <i>Análise dos resultados</i>	24
5.3 MODELO 2: LAMINADO COM ORIFÍCIOS	27
5.3.1 <i>Descrição do modelo</i>	27
5.3.2 <i>Simulações</i>	29
5.3.3 <i>Análise dos resultados</i>	32
6. CONCLUSÕES	36
7. BIBLIOGRAFIA.....	37
8. ANEXOS	38
8.1 ANEXO 1: ROTINAS UTILIZADAS NO SOLVER DE EF	38
<i>Modelo 1: Cilindro maciço (primeiro conjunto de parâmetros)</i>	38
<i>Modelo 2: Laminado com orifícios</i>	40

1. INTRODUÇÃO

1.1 Notas sobre o aproveitamento hidrelétrico

O desenho mais antigo de uma roda d'água de eixo vertical data de 1403, e tem autor desconhecido. Em 1752, Leonhard Euler estabeleceu a equação fundamental das máquinas de fluxo, válida até hoje, e propôs uma turbina munida de palhetas móveis diretrizes, o que hoje se conhece por “distribuidor”.

Das formas construtivas de turbinas empregadas atualmente, a primeira a ser construída foi a chamada turbina Francis, inventada por J. B. Francis em 1849, ilustrada na Fig. 1:



Fig. 1. Rotor Francis

Em 1877, J. B. Pelton construiu uma turbina centrípeta de reação que recebeu seu nome. Nessa turbina, jatos tangenciais acionam pás em forma de concha, como pode ser visto na Fig. 2



Fig. 2. Rotor Pelton

Posteriormente, em 1913, V. Kaplan patenteou as primeiras turbinas de dupla regulação, construídas em 1926 pela firma alemã Voith. Tais protótipos deram origem ao rotor Kaplan, ilustrado na Fig. 3¹:



Fig. 3. Rotor Kaplan

As máquinas das usinas construídas no início da década de 90, no México, tinham potência máxima de aproximadamente 6.25 MVA [7]. Atualmente, usinas como a de Itaipu, que pode ser vista na Fig. 4, contam com máquinas de potência máxima de aproximadamente 823 MVA cada.

¹ As informações sobre os rotores foram extraídas de [3].



Fig. 4. Usina hidrelétrica de Itaipu [7]

O crescente número de manifestações ecológicas levou os grandes empreendedores do setor energético a procurar formas cada vez mais limpas de geração de energia. Apesar de alguns impactos ambientais intrínsecos à construção de usinas hidrelétricas (alteração de fauna e flora aquáticas da região e vasta ocupação de terra [3], por exemplo), o aproveitamento hidrelétrico leva a consequências menos catastróficas para o meio ambiente do que a queima de combustíveis fósseis, por exemplo. Além do quê, a crise do petróleo ocorrida nas décadas de 70 e 80 e a previsão de que as reservas mundiais de petróleo e gás natural durariam apenas mais 100 ou 150 anos estimularam o estudo de formas alternativas de energia renovável [6].

A presença de usinas hidrelétricas no Brasil é fortemente favorecida principalmente pelo seu clima e seu relevo. Porém, apesar do alto potencial hidrelétrico do Brasil, ilustrado na Fig. 5, pode-se ver na Fig. 6 que as usinas instaladas ainda não são suficientes para aproveitar todo o potencial disponível.

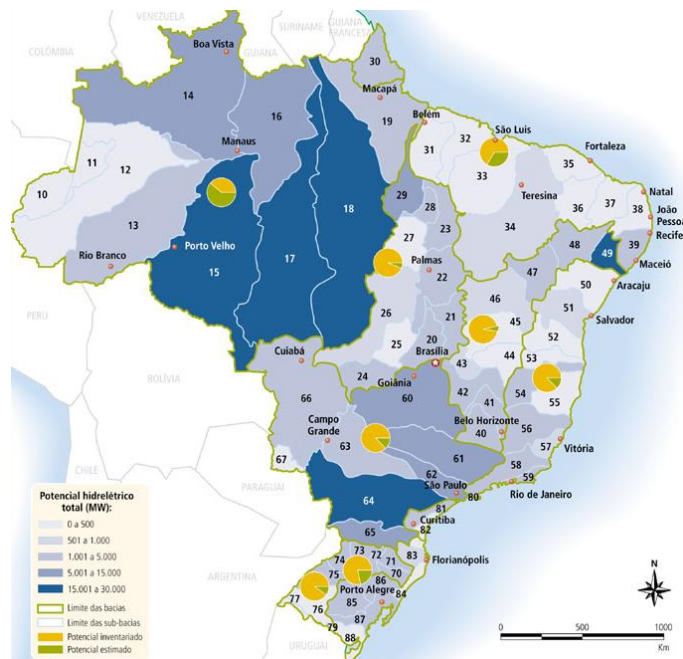


Fig. 5. Potencial hidrelétrico brasileiro [1]

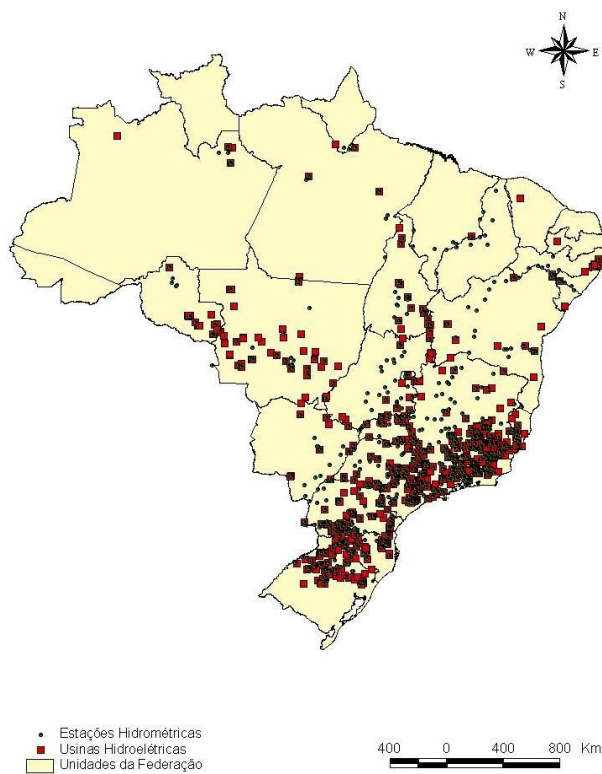


Fig. 6. Usinas hidrelétricas instaladas [1]

Caso os impactos ambientais advindos da construção de usinas sejam diminuídos ainda mais, o potencial hidrelétrico dos Estados das regiões norte e centro-oeste, por exemplo, poderá ser mais bem aproveitado.

1.2 Componentes básicos de uma usina hidrelétrica

A casa de força de uma usina hidrelétrica é dividida da seguinte maneira:

- Serviços auxiliares mecânicos: serviços de água potável, de drenagem, de resfriamento e de esgotamento; serviços de detecção e combate a incêndios; serviços de ar condicionado e de ventilação e serviços de tratamento de óleo de lubrificação dos mancais;
- Serviços auxiliares elétricos: sistemas de comando e controle, de proteção elétrica, de monitoramento e vigilância, transformadores, cabos e linhas de transmissão, geradores Diesel de emergência, bancos de baterias e retificadores de emergência e sistemas de aterramento e pára-raios;
- Hidromecânicos: válvulas, comportas, dispositivos de levantamento, grades e condutos forçados;
- A própria unidade geradora.

A unidade geradora, de interesse no presente estudo, é dividida em dois componentes: a máquina hidráulica e a máquina elétrica. A máquina hidráulica é responsável por transformar a energia hidráulica do escoamento em potência de eixo, e a máquina elétrica é responsável por transformar esta potência de eixo em energia elétrica.

Tanto a máquina hidráulica quanto a máquina elétrica possuem partes rotativas e partes estáticas. As partes rotativas das máquinas hidráulica e elétrica (turbina e rotor do gerador, respectivamente) são conectadas por um eixo.

Um corte típico por uma unidade geradora pode ser visto na Fig. 7:

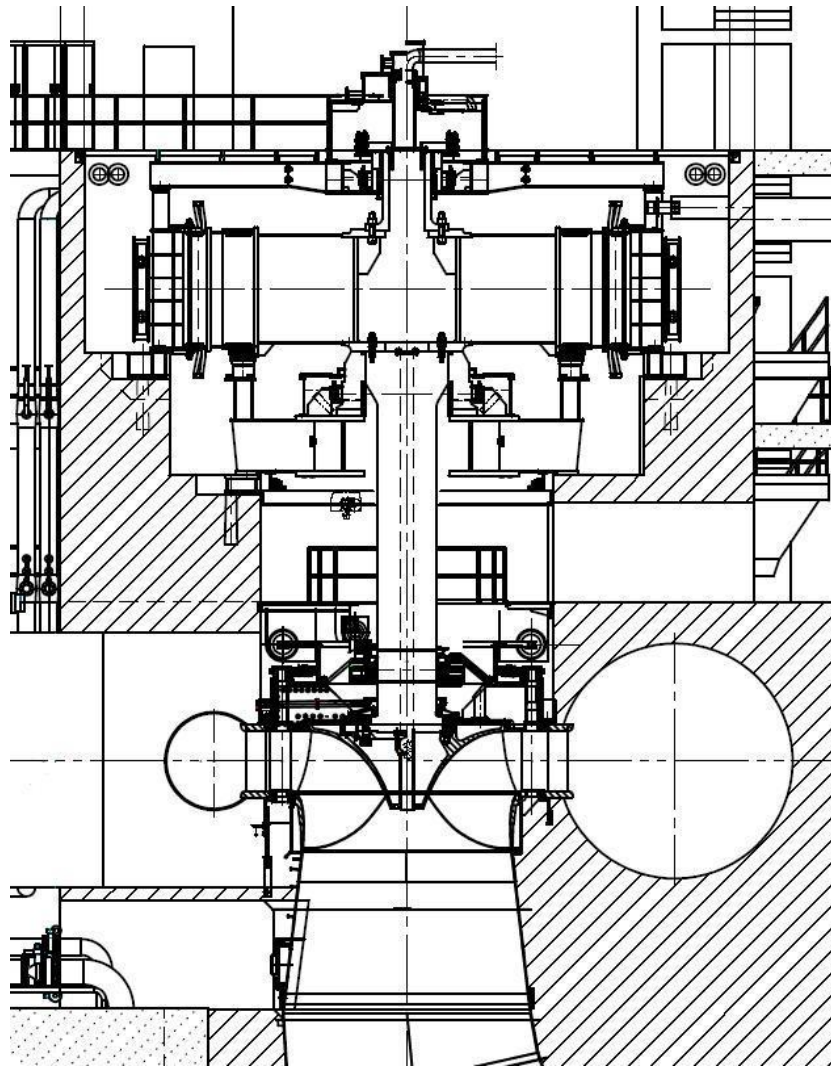


Fig. 7. Corte típico por uma unidade geradora

1.3 Componentes básicos da máquina elétrica

Como já mencionado, a máquina elétrica (doravante denominada apenas “gerador”) é dividida em duas partes: o estator e o rotor.

O rotor do gerador, componente no qual se encontra o objeto de estudo deste trabalho, divide-se em:

- Eixo: responsável por transmitir o torque da turbina para o gerador. Pode ser passante (com bucha) ou flangeado, dependendo das dimensões do rotor.

Um modelo 3D do eixo pode ser visto na Fig. 8:



Fig. 8. Modelo 3D de um eixo superior, flangeado

- Cubo: responsável por transmitir o torque do eixo para a coroa do rotor. Possui grande função estrutural.

Um modelo 3D do cubo pode ser visto na Fig. 9:

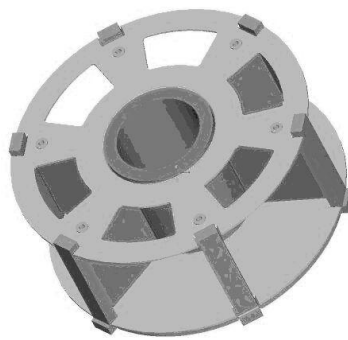


Fig. 9. Modelo 3D de um cubo com bucha

- Coroa: constitui-se em um conjunto de chapas finas laminadas que, ao serem empilhadas, tomam formato cilíndrico. A coroa é responsável por transmitir o torque do cubo do rotor para os pólos. Pelo fato de a coroa ter grande massa e, juntamente com os pólos, estar localizada em uma posição periférica do rotor do gerador, a coroa é o componente que mais substancialmente confere inércia ao conjunto rotativo.

Um modelo 3D da coroa pode ser visto na Fig. 10:

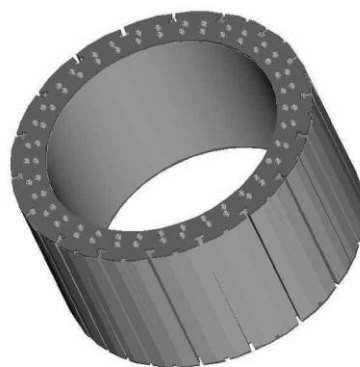


Fig. 10. Modelo 3D de uma coroa.

- **Pólos:** compostos por um núcleo, formado por chapas estampadas, e um enrolamento, formado por tiras de cobre que, quando soldadas, se transformam em uma grande bobina retangular. O núcleo constitui o seu circuito magnético e o enrolamento é o circuito elétrico que produz a excitação responsável pela polarização do rotor. O pólo é o componente mais periférico do rotor do gerador.

Um modelo 3D do pólo pode ser visto na Fig. 11:

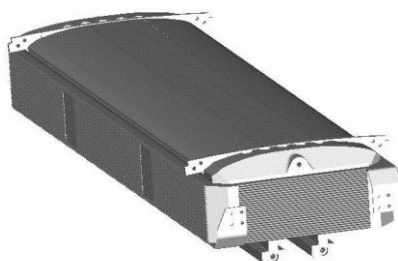


Fig. 11. Modelo 3D de um pólo.

Um esquema de montagem do rotor do gerador completo pode ser visto na Fig. 12.

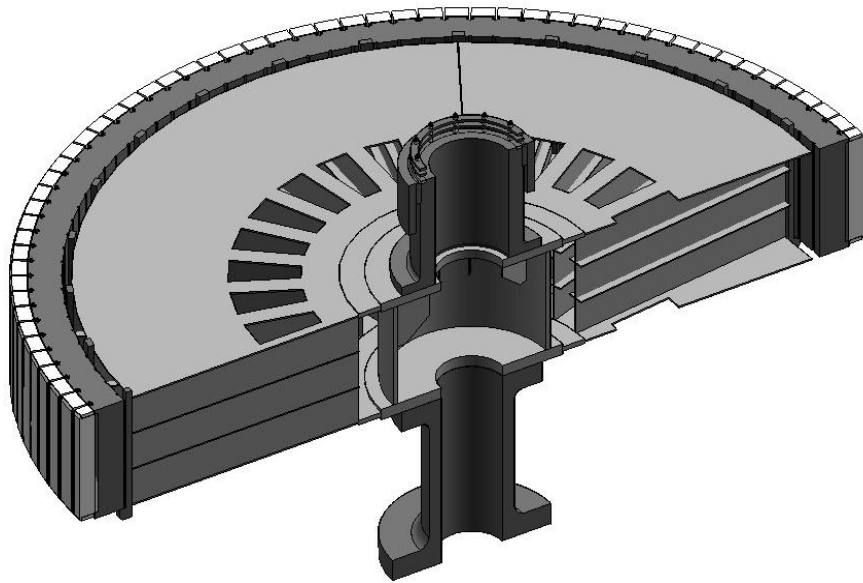


Fig. 12. Rotor completo, em corte.

O componente a ser estudado no presente trabalho é a coroa do rotor do gerador.

2. OBJETIVO

Como dito anteriormente, a coroa do gerador é um componente que está submetido a carregamentos de várias procedências. Em cada um dos casos de carga aos quais o gerador pode estar submetido, existe uma combinação de carregamentos atuantes.

O objetivo do presente trabalho é avaliar os campos de tensões do componente descrito anteriormente para carregamentos inerciais centrífugos. Ou seja, considerar-se-á que a coroa encontra-se girando em vazio. Será visto que esta condição consiste na condição de projeto considerada pelos fabricantes deste componente.

A hierarquia dos modelos concebidos será tal que os elementos geométricos sejam adicionados um a um, e para cada etapa, modelos numéricos baseados em softwares de elementos finitos sejam desenvolvidos e, quando possível, modelos analíticos também sejam utilizados nas comparações.

3. ANÁLISE DO COMPONENTE ESTUDADO

3.1 Aspectos gerais do componente estudado

A coroa apresenta grande massa e, devido ao seu grande raio, é o maior responsável por conferir inércia e, portanto, estabilidade ao conjunto rotativo frente a fenômenos de sobrevelocidade ou sobrepressão gerados por oscilações na rede de transmissão. Na Fig. 13 pode-se observar a massa da coroa frente aos outros componentes do gerador.

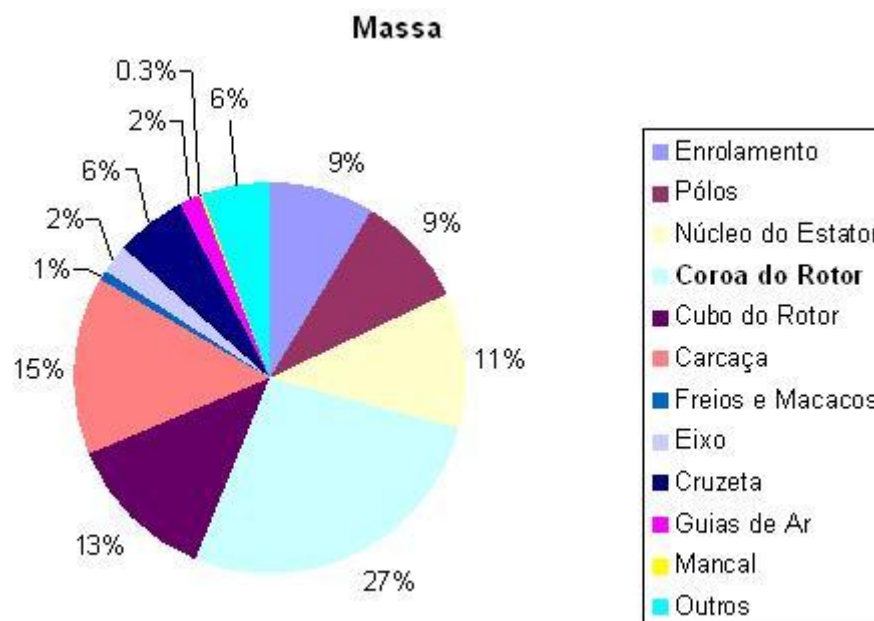


Fig. 13. Massa relativa por componente do gerador [7]

Como solução alternativa ao uso da coroa, pode ser estudada a hipótese de aumentar-se o diâmetro externo do eixo e fixarem-se os pólos diretamente neste. Porém, para máquinas grandes, esta solução inviabiliza-se devido ao fato de o eixo, apesar de apresentar custo de matéria prima baixo, apresenta um dos mais altos custos de fabricação do gerador, por ser forjado.

A Fig. 14 mostra o custo de matéria prima por componente do gerador.

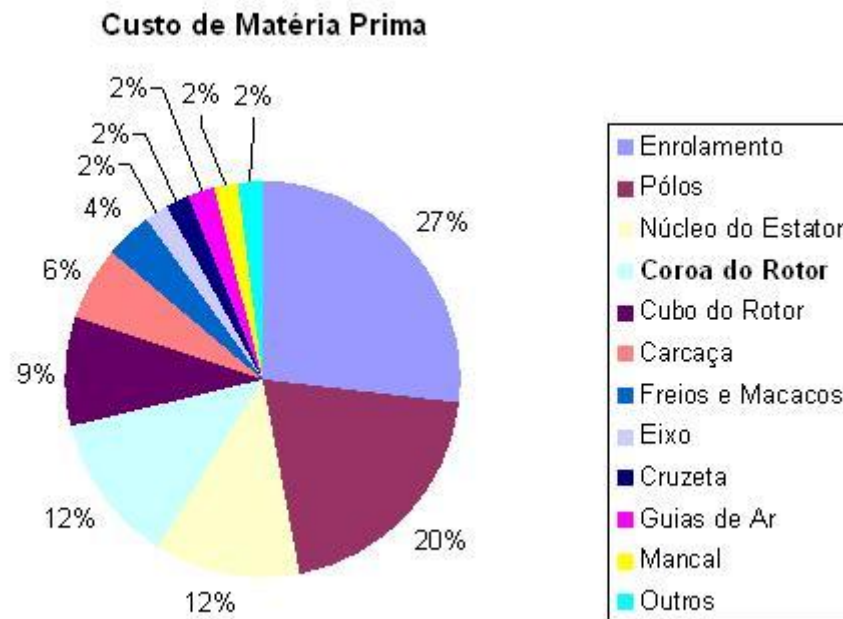


Fig. 14. Custo de matéria prima relativo por componente do gerador [7]

Pode-se perceber, assim, a importância do componente estudado no sentido de garantir as características necessárias à estabilidade do gerador e, simultaneamente, reduzir o custo necessário para tal.

3.2 Descrição geométrica

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. Um modelo da chapa pode ser visto na Fig. 15.

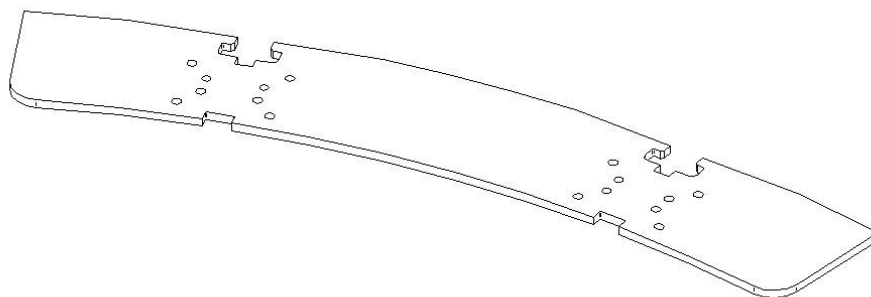


Fig. 15. Vista isométrica de uma chapa da coroa

As ranhuras localizadas na circunferência externa da coroa servem para a fixação dos pólos. O tipo mais usual de fixação é a chamada “cabeça de martelo”, como também ilustrado na Fig. 15.

A fixação radial da coroa ao cubo do rotor é feita por meio de um processo de dilatação e contração térmica: a coroa é aquecida até uma temperatura de projeto pré-determinada e, ainda dilatada, é impedida de reconstituir seu diâmetro inicial por meio de calços. Então, toda a coroa é posicionada concentricamente ao cubo do rotor e, só então, os calços são retirados.

A coroa é guiada tangencialmente pelo cubo por meio de um conjunto de chavetas radiais, tangenciais e calços. A fixação tangencial da coroa ao cubo do rotor se dá através das ranhuras localizadas na circunferência interna das chapas.

Um detalhe desta fixação pode ser visualizado na Fig. 16:

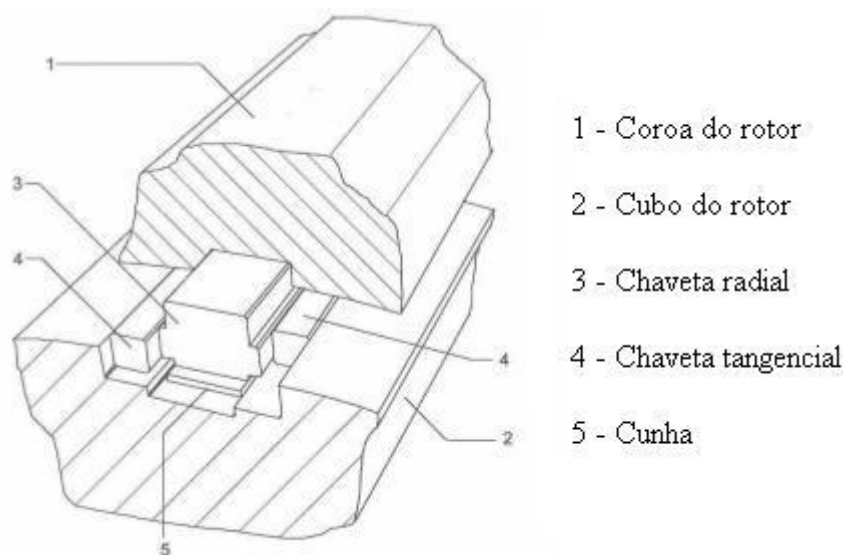


Fig. 16. Fixação da coroa no cubo do rotor [7]

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 dos pólos e das próprias chapas.

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 a cada três anéis axialmente adjacentes.

Na Fig. 17 pode-se visualizar como é feita a sobreposição dos anéis. Visualmente, é possível perceber que o ângulo de sobreposição aplicado depende da quantidade de pólos por chapa, uma vez que as ranhuras das cabeças de martelo têm que ficar alinhadas ao longo de toda a altura axial do pacote empilhado. Para máquinas com dois pólos por chapa, por exemplo, a única configuração possível é a mostrada abaixo.

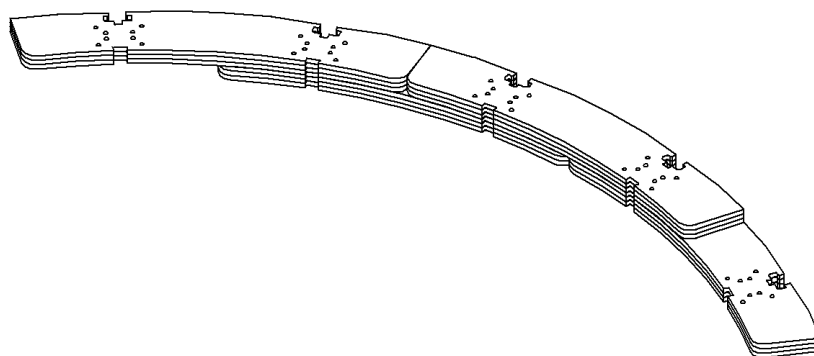


Fig. 17. Exemplo de esquema de sobreposição das chapas

O primeiro e o último anéis de chapas da coroa são compostos por chapas mais espessas e, normalmente, feitas de material com maior resistência ao escoamento, chamadas de “placas de pressão”. A existência desse anel está associada ao fato de que, na região das porcas dos tirantes (responsáveis por conferir o aperto axial na coroa), existem tensões localizadas de esmagamento de magnitude muito elevada. Desta maneira, empregando-se as placas de pressão, a distribuição do carregamento nos anéis intermediários torna-se mais homogênea.

Uma ilustração de um trecho da coroa montada já com duas placas de pressão, os tirantes e as porcas de aperto pode ser vista na Fig. 18.

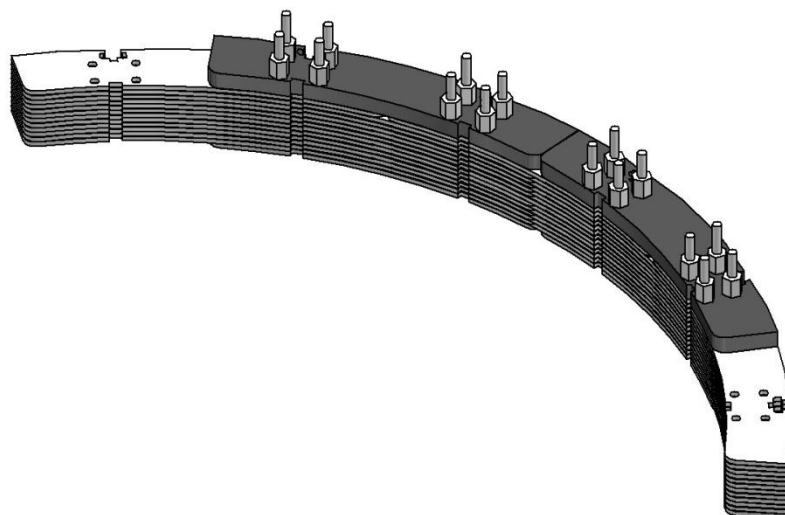


Fig. 18. Parte da coroa empilhada com placa de pressão e tirantes apertados

3.3 Carregamentos e casos de carga

Para a definição da direção dos esforços atuantes na coroa, será estabelecido que o eixo da máquina estudada tenha direção vertical.

Os esforços atuantes considerados são:

- Esforços de direção axial: peso próprio e peso dos pólos e massas auxiliares
- Esforços de direção radial: contração térmica da coroa, empuxo magnético dos pólos e esforços centrífugos próprios das chapas da coroa e provenientes da fixação do pólo à coroa.
- Esforços de direção tangencial: torque da máquina.

Os casos de carga aos quais a coroa pode ser submetida são os seguintes:

- Máquina parada;
- Condição nominal: corresponde à condição de operação normal. A máquina encontra-se ligada à rede elétrica e parte dos esforços de contração térmica ainda estão presentes.
- Disparo: reflete a condição na qual a máquina encontra-se girando em vazio, desligada da rede elétrica, com máxima velocidade. Nesta condição, os esforços de contração térmica já não estão mais presentes (diz-se que a coroa está

“flutuando”) e os esforços centrífugos são máximos. Nesta condição, toda a potência mecânica gerada pela turbina é consumida como perda nos mancais.

As informações acima podem ser sintetizadas na Tabela 1 abaixo:

	<u>Axiais</u>	<u>Radiais</u>			<u>Tangenciais</u>
	Pesos	Contração térmica	Empuxo magnético	Esforços centrífugos	Torque
<u>Máquina parada</u>	X	X (máxima)			
<u>Rotação nominal</u>	X	X (residual)	X	X	X (nominal)
<u>Disparo</u>	X			X	

Tabela 1. Casos de carga para a coroa.

Demonstra-se que o caso crítico de carga para a coroa é o disparo, uma vez que, devido à sua grande massa e inércia, os esforços centrífugos mostram-se predominantes. Por este motivo, os modelos desenvolvidos pelos fabricantes de hidrogeradores tratam deste esse caso de carga. Dessa maneira, os modelos desenvolvidos neste trabalho serão focados nesses esforços, de natureza inercial centrífuga, devido à rotação da coroa.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em [10], Timoshenko e Goodier apresentaram soluções analíticas para o campo de tensões e deformações em um cilindro com ou sem orifício, em rotação constante, sob a hipótese de Estado Plano de Tensões. As equações são obtidas através da solução do sistema constituído pelas equações de equilíbrio, pelas equações constitutivas e pelas relações deslocamento-deformação. Em [5], Love havia resolvido o mesmo problema do cilindro, porém tratando-o como tridimensional. Da comparação dos resultados obtidos utilizando-se ambos os modelos, depreende-se que a influência da coordenada z nas tensões no cilindro é pequena.

Em [8], Sterner et al. apresentam um método numérico para a determinação do campo de tensões em discos rotativos de geometrias diversas. A partir das equações básicas da teoria da elasticidade, a equação diferencial para o campo de tensões na direção radial é encontrada. Tal equação é resolvida utilizando-se uma expansão de Taylor e as relações encontradas são aplicadas na determinação das tensões em rotores de turbinas, consistindo de um cubo, uma coroa com pás (admitida pequena espessura) e um eixo.

Em [4] e [9], respectivamente, Lopes e Stump apresentam métodos de otimização topológica para geradores hidrelétricos submetidos a carregamentos concentrados e de campo. De modo a otimizar a estabilidade dinâmica do sistema, Lopes busca uma distribuição de massa ótima do gerador, no sentido de minimizar a flexibilidade média do conjunto rotativo e, simultaneamente, minimizar sua massa e, consequentemente, os esforços de inércia centrífugos e gravitacionais. Stump, por outro lado, utiliza métodos topológicos para minimizar concentrações de tensão no domínio analisado.

Em [2], Crnkovic analisa tensões e deformações em discos rotativos pelo método da matriz de transferência. Carregamentos de origem térmica, inercial e carregamentos singulares são estudados individualmente e, posteriormente, são sobrepostos. São estudados perfis constantes e perfis hiperbólicos, com ou sem orifícios.

Atualmente, no mercado de fornecedores de unidades geradoras para usinas hidrelétricas, o estado-da-arte no projeto e na análise da coroa caminha no sentido de

homogeneizar sua estrutura. Procura-se uma chamada “célula básica”, que possa ser repetida muitas vezes de modo a reconstruir-se o componente como um todo. As dificuldades deste método consistem em determinarem-se as condições no contorno da célula bem como as propriedades direcionais do material que a compõe.

5. MODELAMENTO E COMPARAÇÕES

5.1 Hierarquia dos modelos

A coroa será modelada inicialmente como um anel cilíndrico inteiro 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 serão feitos.

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

5.2 Modelo 1: Cilindro maciço

5.2.1 Descrição do modelo

Inicialmente, a coroa foi modelada como um cilindro maciço e, desta forma, não foram considerados os efeitos da sobreposição das chapas e nem dos orifícios dos tirantes. Um exemplo de sólido gerado no processo pode ser visto na Fig. 19:

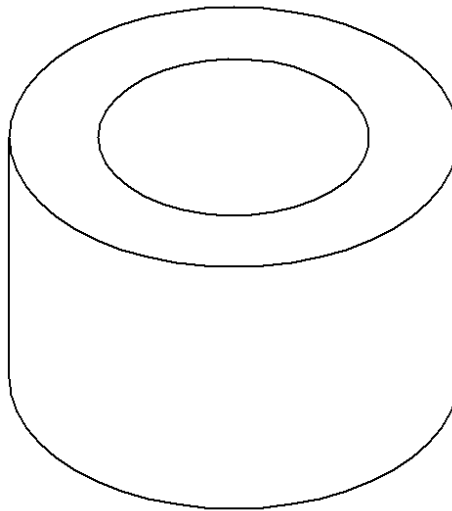


Fig. 19. Exemplo de sólido para o modelo de cilindro maciço

Foi aplicado o carregamento inercial $\vec{\omega} = \omega_z \cdot \vec{k}$ e a condição de contorno $u_z = 0$ (deslocamento nulo na direção axial) para os nós no plano $z = 0$. As forças gravitacionais não foram consideradas neste modelo. Para geração da malha, foram utilizados elementos do tipo SOLID45 (hexaédrico com 8 nós).

5.2.2 Simulações

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: $\omega = 500 \text{ rpm}$

A malha gerada pode ser vista na Fig. 20.

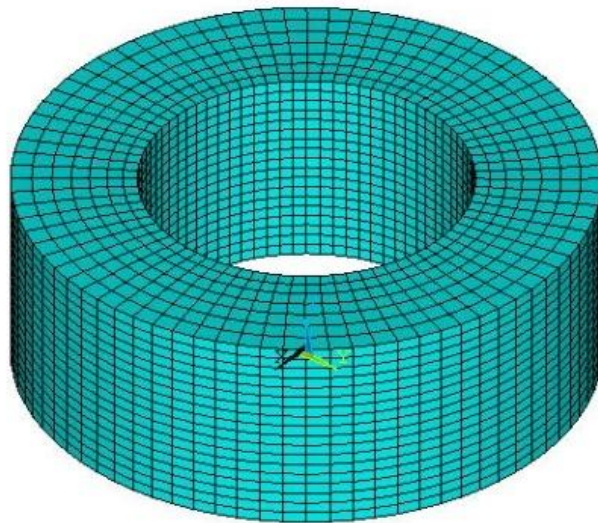


Fig. 20. Malha para o modelo do cilindro maciço e primeiro conjunto de parâmetros

Tomando-se uma seção reta arbitrária (uma vez que, dada a simetria axial do componente e do carregamento, a escolha da seção faz-se indiferente), os resultados observados para as tensões normais tangenciais σ_θ podem ser observados na Fig. 21:

```

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

```

ANSYS
 JUN 9 2008
 11:01:13

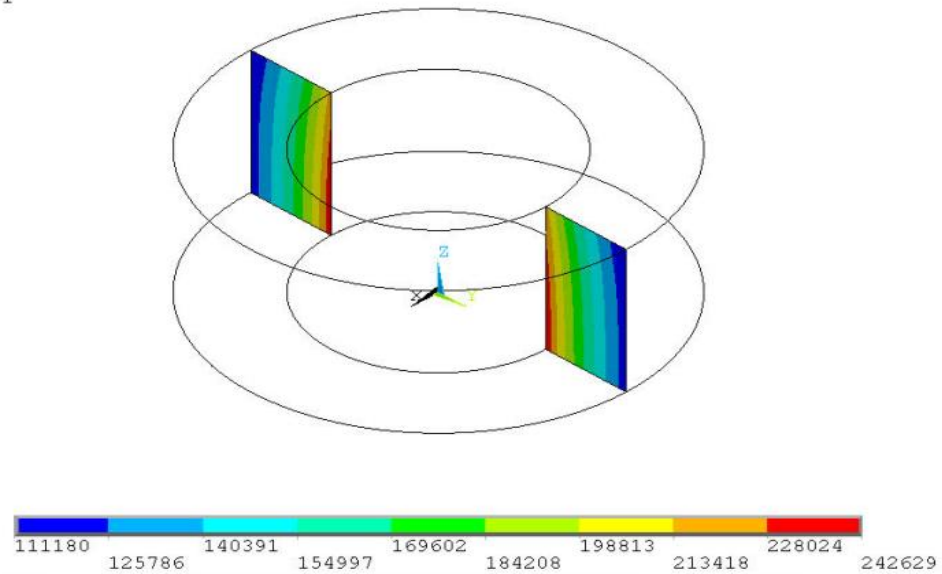


Fig. 21. Tensões normais tangenciais para o primeiro conjunto de parâmetros (valores em kPa)

Para efeito de comparação, serão analisadas as tensões no plano médio $z = h/2 = 1250\text{mm}$.

Para o primeiro conjunto de parâmetros, monta-se o gráfico da Fig. 22, abaixo:

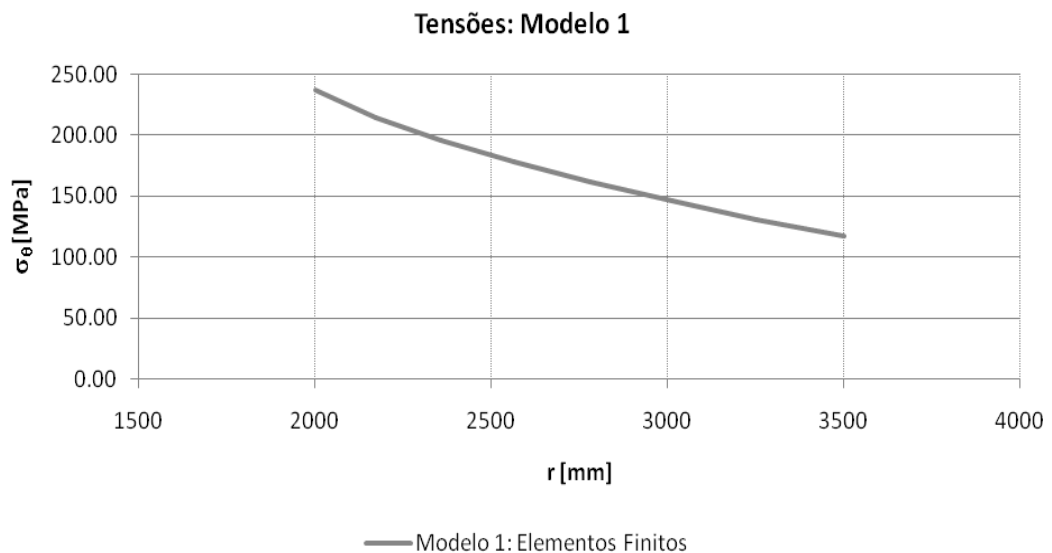


Fig. 22. Gráfico mostrando as tensões do primeiro modelo, para o primeiro conjunto de parâmetros

Procurando-se agora um modelo de “parede fina”, ou seja, variando-se somente os diâmetros interno e externo de modo que $D_E / (D_E - D_I) < 0.1$, temos o seguinte novo conjunto de parâmetros:

- Parâmetros de material: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$;
- Parâmetros geométricos: $\underline{D_E = 7000 \text{ mm}}$, $\underline{D_I = 6400 \text{ mm}}$, $H = 2500 \text{ mm}$;
- Carregamentos e condições de contorno: $\omega = 500 \text{ rpm}$.

Para o novo modelo em elementos finitos, a malha gerada pode ser vista na Fig. 23.

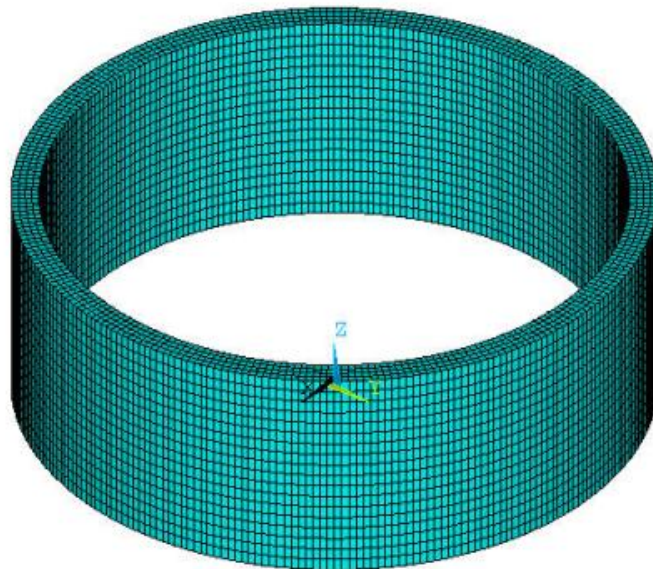


Fig. 23. Malha para o modelo do cilindro maciço e segundo conjunto de parâmetros

As novas tensões tangenciais são ilustradas na Fig. 24 abaixo:

```

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

```

ANSYS
 JUN 11 2008
 20:26:22

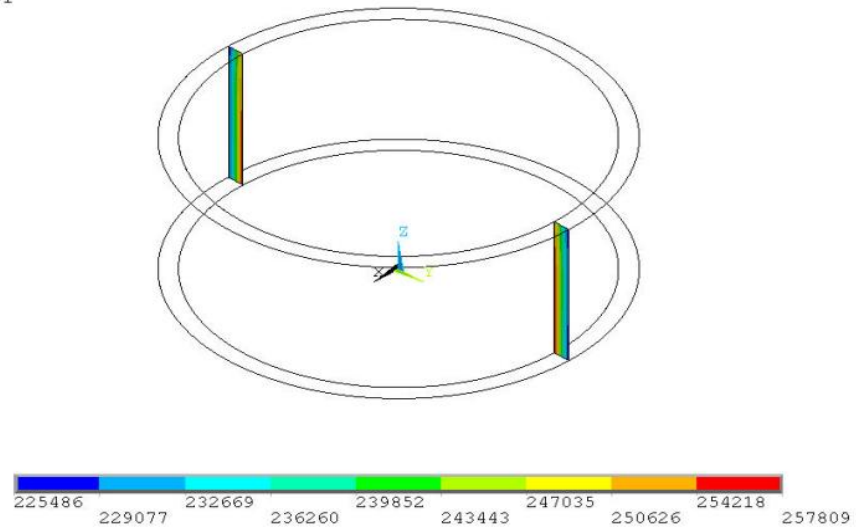


Fig. 24. Tensões normais tangenciais para o segundo conjunto de parâmetros (valores em kPa)

Para o segundo conjunto de parâmetros, monta-se o gráfico da Fig. 25, abaixo:

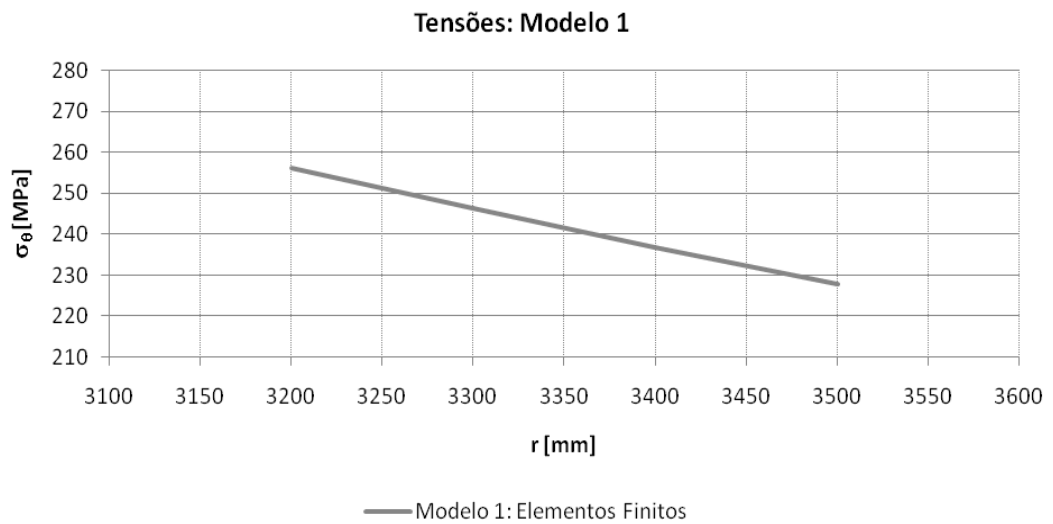


Fig. 25. Gráfico mostrando as tensões do primeiro modelo, para o segundo conjunto de parâmetros

5.2.3 Análise dos resultados

- 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 isótropo.

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:

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

Plotando-se em um mesmo gráfico as tensões da Fig. 25 e as tensões obtidas pelo modelo descrito acima, obtém-se a distribuição de tensões mostrada na Fig. 26:

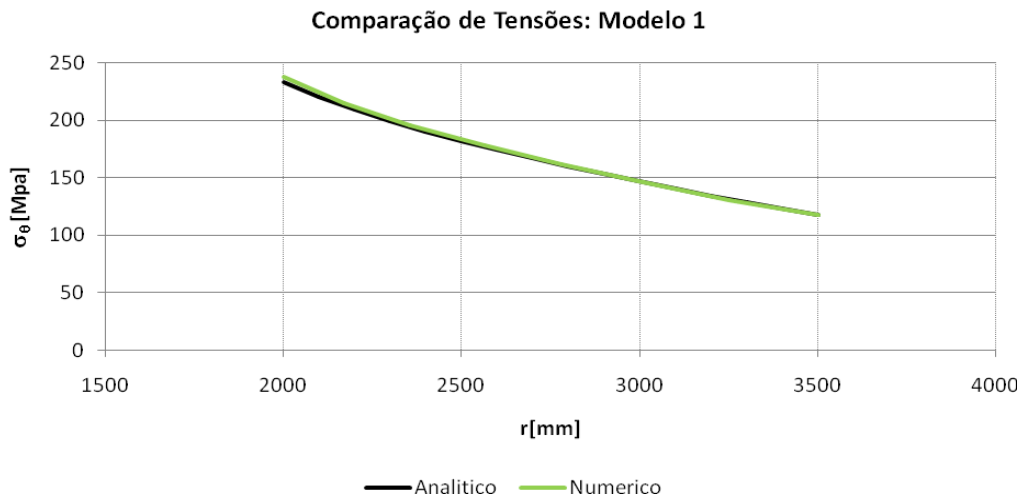


Fig. 26. Comparação do modelo desenvolvido com o modelo analítico

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.

Já o modelo proposto em [5] trata o problema do cilindro com orifício em rotação como tridimensional. As equações sugeridas para os campos de tensões radial e tangencial são dadas, respectivamente, por:

$$\sigma_r(r, z) = \frac{3+\nu}{8} \cdot \rho \omega^2 \cdot \left(b^2 + a^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - r^2 \right) + \frac{\rho \omega^2}{6} \cdot \nu \cdot \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot (a^2 - 3z^2)$$

$$\sigma_\theta(r, z) = \frac{3+\nu}{8} \cdot \rho \omega^2 \cdot \left(b^2 + a^2 + \frac{a^2 b^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right) + \frac{\rho \omega^2}{6} \cdot \nu \cdot \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot (a^2 - 3z^2)$$

Nota-se que o modelo previsto em [5] prevê a influência da coordenada axial z nas tensões. De acordo com este modelo, para o primeiro conjunto de parâmetros, as tensões tangenciais na margem interna do cilindro podem ser vistas na Fig. 27:

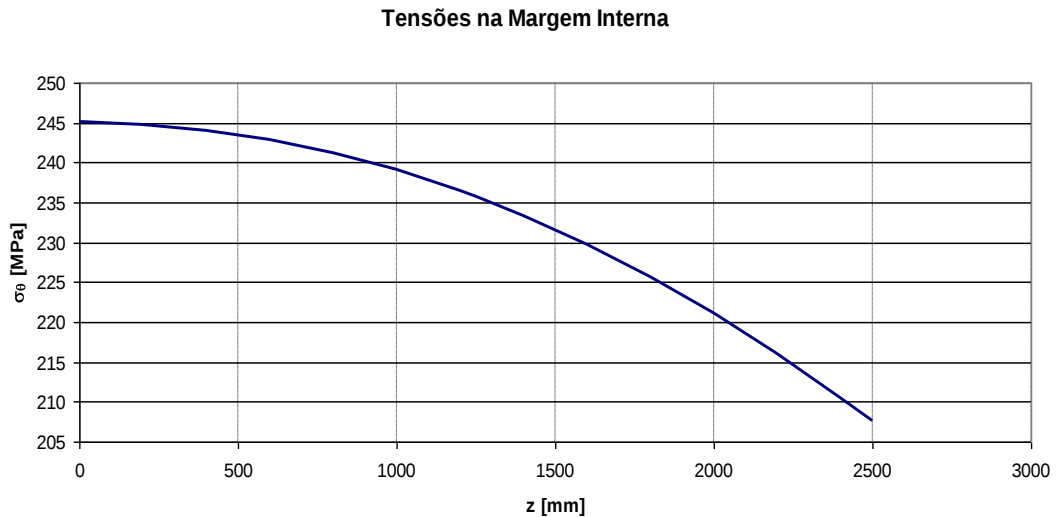


Fig. 27. Gráfico mostrando a variação das tensões tangenciais na direção axial

Como se pode perceber, este modelo indica que a tensão máxima ocorre no plano $z = 0$, como já mostravam as figuras representativas dos resultados do modelo em elementos finitos. Porém, a diferença entre o valor da tensão nesse plano ($\sigma_\theta = 245.05 \text{ MPa}$) e o valor da tensão no plano $z = h/2 = 1250 \text{ mm}$

($\sigma_{\theta} = 235.07 MPa$) corresponde a aproximadamente 5% do valor adotado. Assim, a hipótese de Estado Plano de Tensões, utilizado no modelo encontrado em [10], mostrou-se suficientemente verossímil e, portanto, o uso desse modelo na validação do modelo em elementos finitos é pertinente.

- As tensões normais de direção radial para o primeiro conjunto de parâmetros, por exemplo, podem ser vistas na Fig. 28:

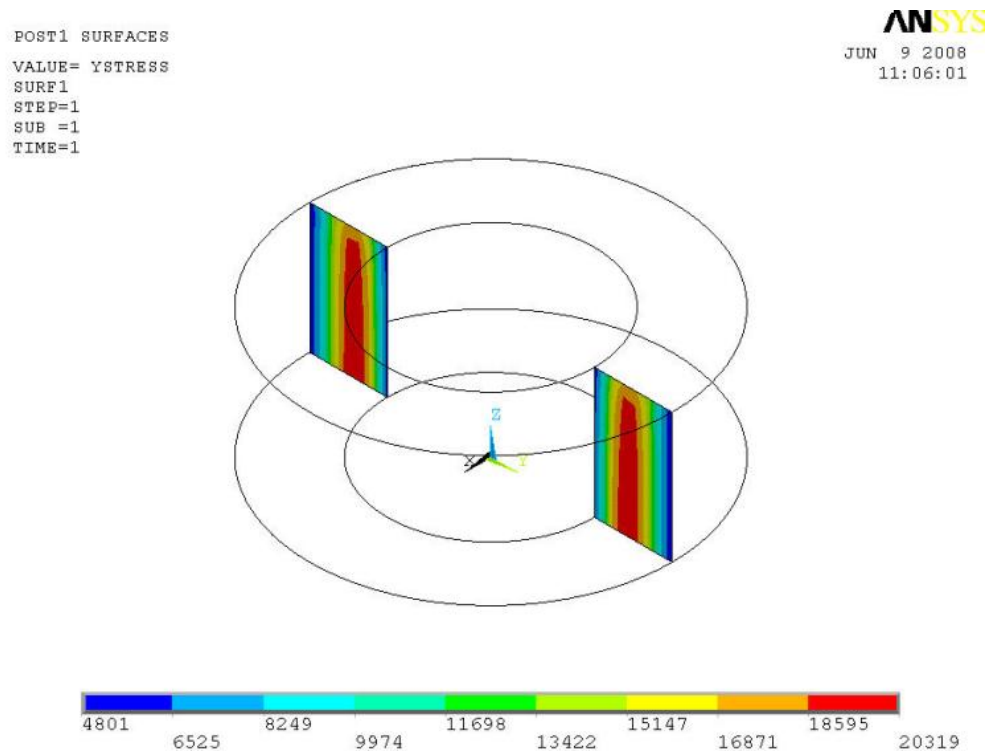


Fig. 28. Tensões normais radiais para o primeiro modelo e primeiro conjunto de parâmetros.

Como se pode perceber, as tensões de direção radial, nos modelos analíticos e em Elementos Finitos, correspondem a menos de 10% das tensões máximas de direção tangencial.

- As tensões tangenciais se mostraram conservadoras se usadas como critério de dimensionamento do componente. Utilizando-se, por exemplo, o critério de von Mises de determinação de tensões equivalentes para o primeiro conjunto de parâmetros, a tensão equivalente máxima encontrada vale $\sigma_{VM\ MAX} = 233.47\text{MPa}$, contra os já expostos $\sigma_{\theta\ MAX} = 257.69\text{MPa}$ na direção tangencial.

A distribuição das tensões de von Mises para o primeiro conjunto de parâmetros pode ser vista na Fig. 29.

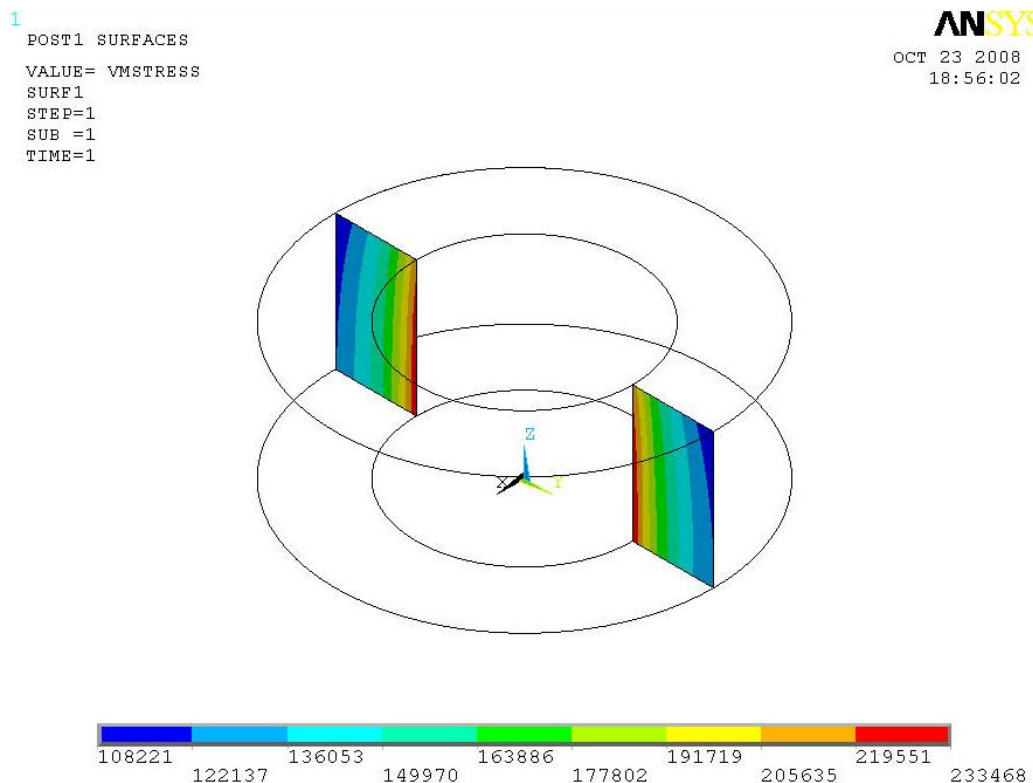


Fig. 29. Tensões de von Mises para o primeiro conjunto de parâmetros

5.3 Modelo 2: laminado com orifícios

5.3.1 Descrição do modelo

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 Fig. 30.

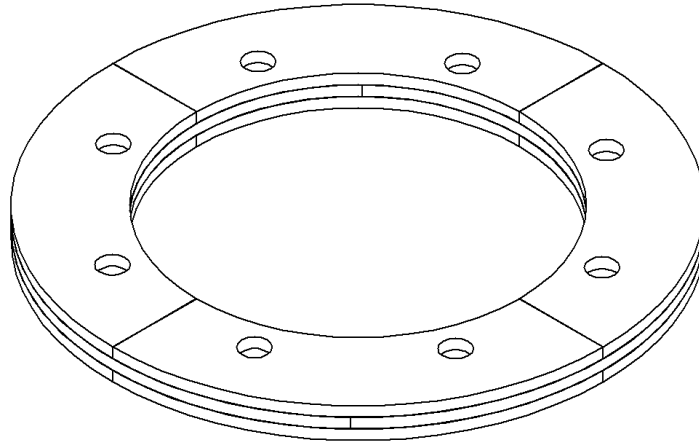


Fig. 30. Exemplo esquemático de montagem do modelo 2

Para simplificar-se a análise, o modelo foi reduzido a 1/8 da sua extensão original, como pode ser visto na Fig. 31. As superfícies sombreadas representam as superfícies nas quais condições de simetria foram estabelecidas.

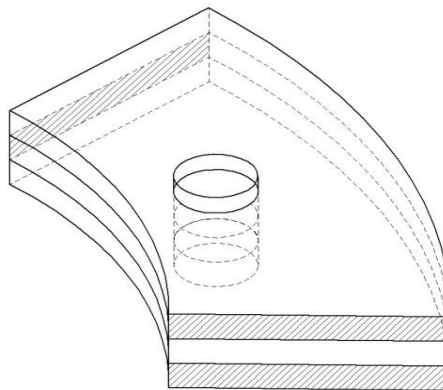


Fig. 31. Geometria do modelo 2

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 $\vec{\omega} = \omega_z \cdot \vec{k}$.

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

Para geração da malha, foram utilizados elementos do tipo SOLID187 (tetraédricos com nós intermediários). Para a região do contato, foram utilizados elementos do tipo CONTA170 e CONTA174, especiais para este tipo de aplicação.

5.3.2 Simulações

Os seguintes parâmetros foram considerados:

- Parâmetros de material: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $E = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$, $\mu = 0.5$ (coeficiente 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: $\omega = 95.49 \text{ rpm}$.

Além disso, uma vez que cada chapa tem aproximadamente 5mm de espessura e cada ângulo de sobreposição é aplicado a cada três chapas, admitiu-se que cada um dos três anéis do modelo tem espessura de 15mm.

No modelo em elementos finitos, foi considerada a existência de 4 chapas por circunferência, como pode ser visto na Fig. 32. Para visualizar-se o ângulo de sobreposição aplicado no anel intermediário, uma vista superior do mesmo modelo também pode ser visto na Fig. 33.

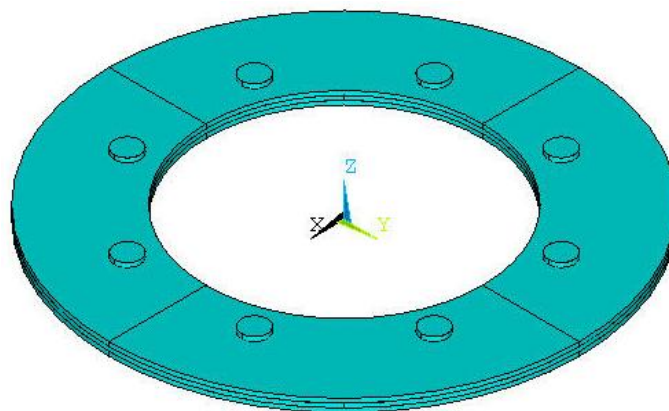


Fig. 32. Sólido para o modelo laminado sem orifícios e primeiro conjunto de parâmetros (isométrica)

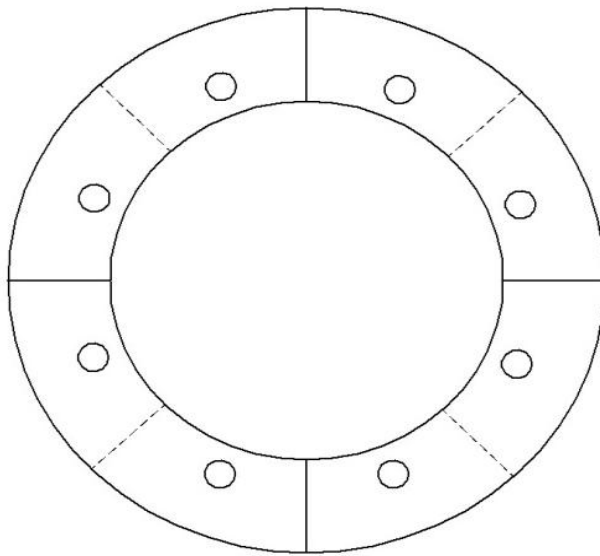


Fig. 33. Sólido para o modelo laminado sem orifícios e primeiro conjunto de parâmetros (vista superior)

A malha gerada pode ser vista na Fig. 34:

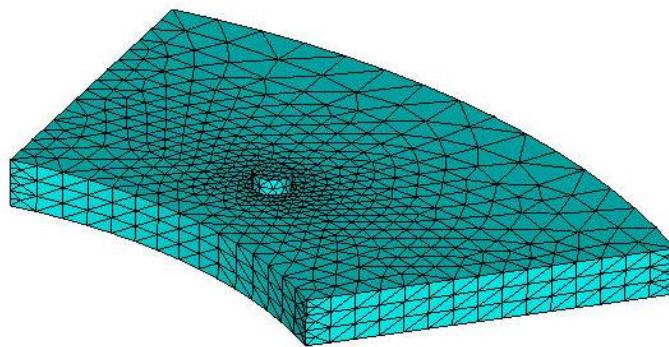


Fig. 34. Malha para o modelo laminado sem orifícios e primeiro conjunto de parâmetros

Na região ao longe do tirante, as tensões tangenciais podem ser vistas na Fig. 35:

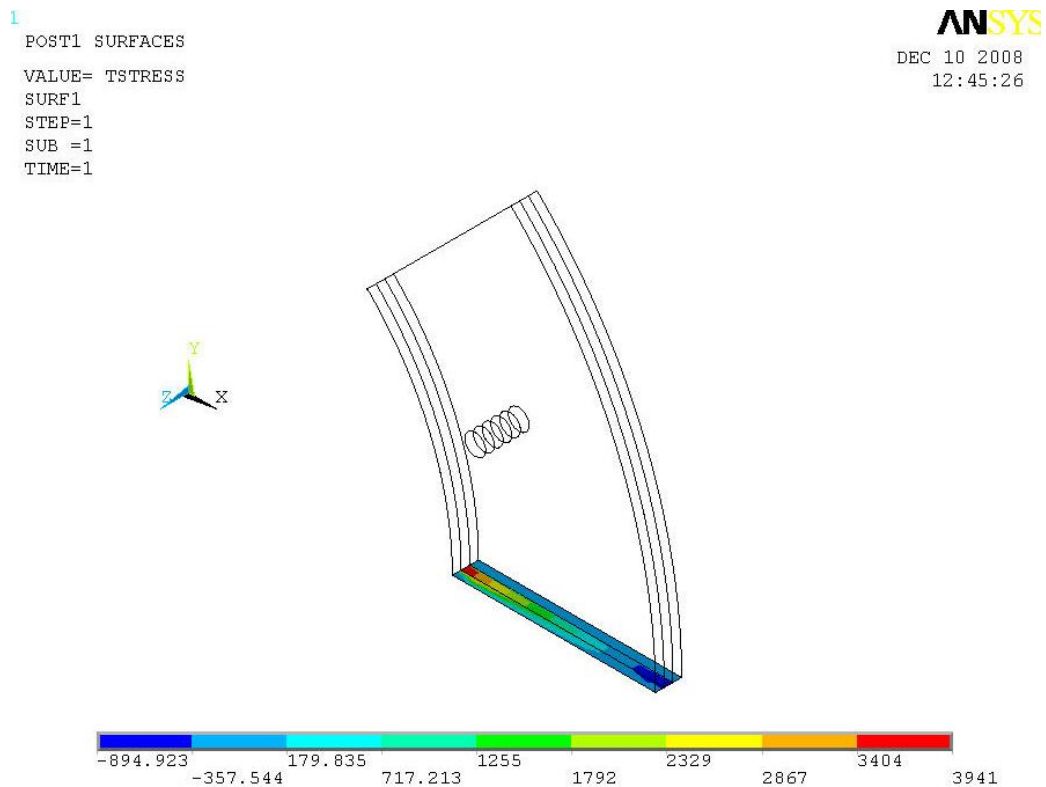


Fig. 35. Tensões tangenciais para o segundo modelo nas seções ao longo do tirante (valores em kPa)

Para a seção do tirante, as tensões tangenciais podem ser vistas na Fig. 36:

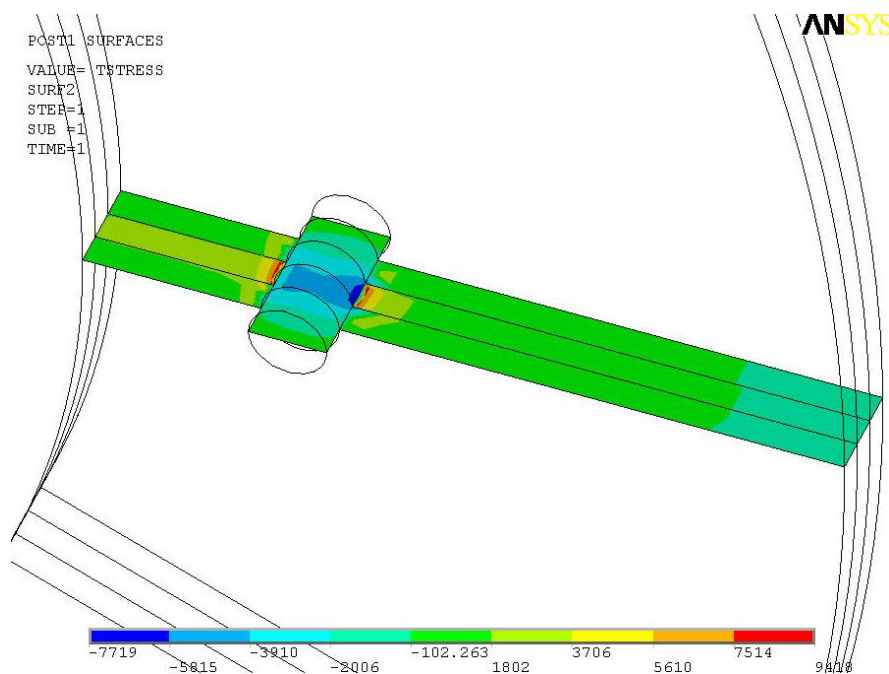


Fig. 36. Tensões tangenciais para o segundo modelo na seção do tirante (valores em kPa)

A seção da chapa intermediária apresentada nas figuras foi a seção que apresentou maiores níveis de tensão.

Para efeito de comparação, foram analisadas as tensões no plano $z = 22.5mm$, ou seja, o plano médio da chapa intermediária. O gráfico comparativo entre as tensões tangenciais encontradas pelo método dos elementos finitos e a tensão do modelo do mercado pode ser visto na Fig. 37:

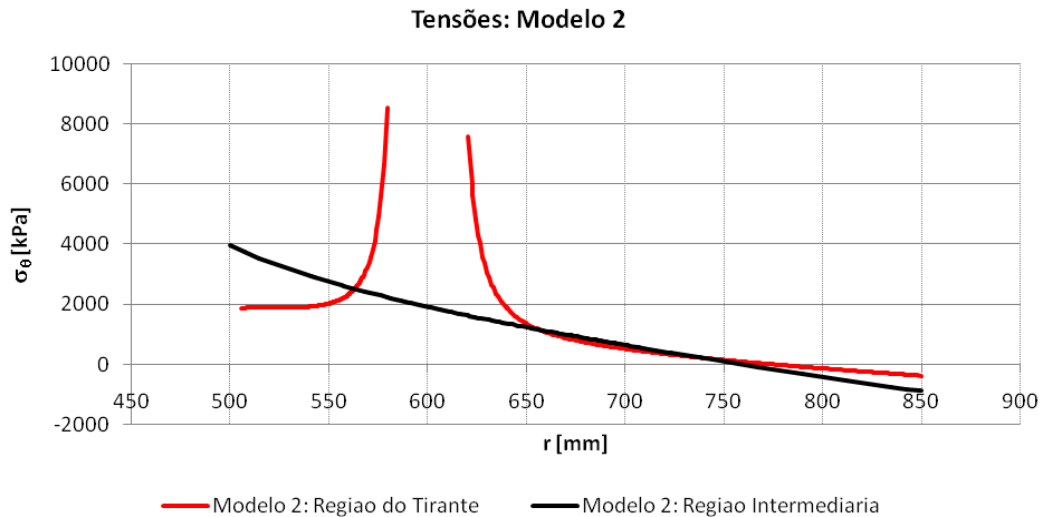


Fig. 37. Gráfico das tensões encontradas através do modelo 2 (valores em kPa)

5.3.3 Análise dos resultados

- 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 $\sigma_{\theta} = 1275.14kPa$; já as tensões máximas na região do tirante valem $\sigma_{\theta} = 8524.05kPa$. 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, como se pode ver na Fig. 38, as tensões máximas na região do orifício são três vezes maiores do que as tensões médias nas regiões ao longe.

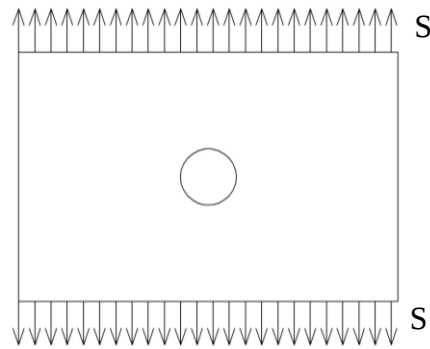


Fig. 38. Placa plana com orifício carregada na direção normal

Se a placa for carregada com cisalhamento puro, como pode ser visto na Fig. 39, as tensões máximas na região do orifício valem quatro vezes as tensões médias ao longe.

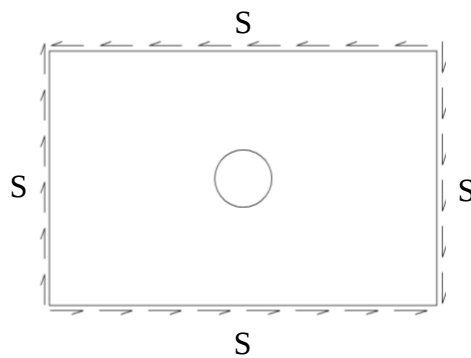


Fig. 39. Placa plana com orifício carregada na direção tangencial

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, são obtidos os seguintes resultados (comparativamente aos da seção intermediária do modelo 2), mostrados na Fig. 40:

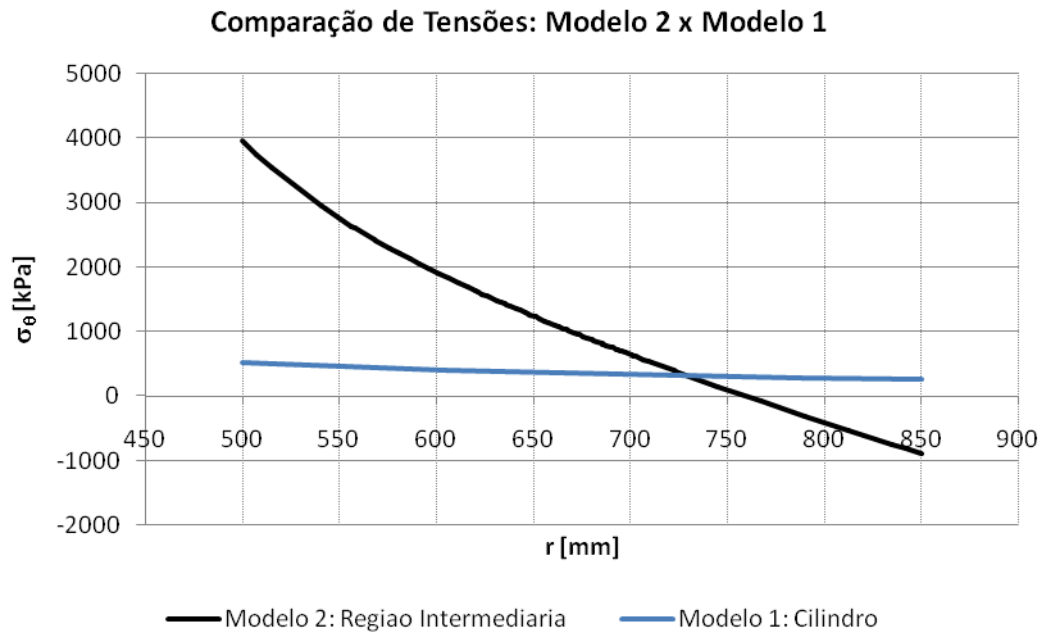


Fig. 40. Gráfico comparativo entre as tensões encontradas através do modelo 2 e através do modelo 1 para um mesmo conjunto de parâmetros numéricos (valores em kPa)

Pode-se perceber que 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 Fig. 41:

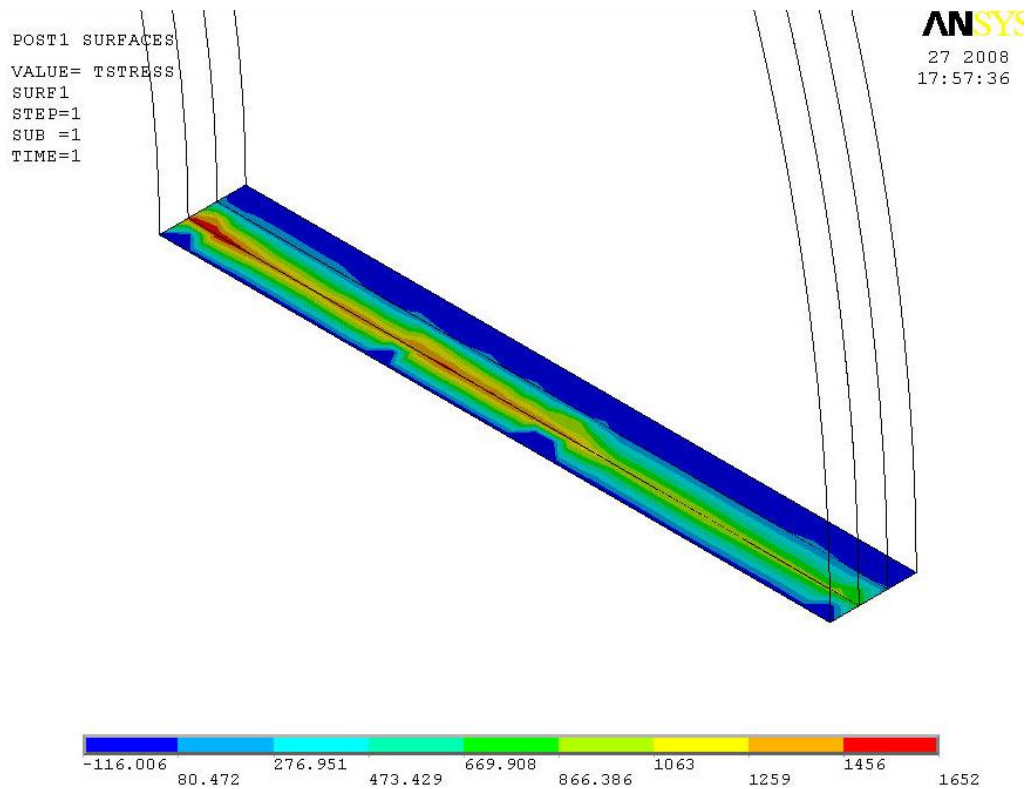


Fig. 41. Tensões tangenciais para o segundo modelo, considerando-se contato entre as chapas

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. O refinamento da malha para estudo da chapa intermediária pode ser visto na Fig. 42:

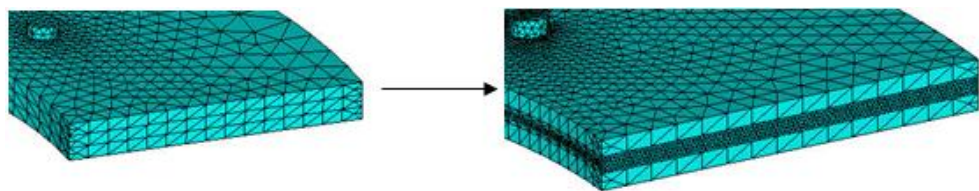


Fig. 42. Refinamento da malha

7. BIBLIOGRAFIA

- [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

8. ANEXOS

8.1 Anexo 1: Rotinas utilizadas no solver de EF

Modelo 1: Cilindro maciço (primeiro conjunto de parâmetros)

```
FINISH
/CLEAR,NOSTART

!* Define cilindro
/PREP7
CYL4,0,0,2000, ,3500, ,2500

!* Define elemento
ET,1,SOLID45

!* Define material
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,210000
MPDATA,PRXY,1,,0.3
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,DENS,1,,0.00000785

LESIZE,1, , ,20, , , ,1
LESIZE,2, , ,20, , , ,1
LESIZE,3, , ,20, , , ,1
LESIZE,4, , ,20, , , ,1
LESIZE,5, , ,20, , , ,1
LESIZE,6, , ,20, , , ,1
LESIZE,7, , ,20, , , ,1
LESIZE,8, , ,20, , , ,1
```

```

LESIZE,9,,20,,,,1
LESIZE,10,,20,,,,1
LESIZE,11,,20,,,,1
LESIZE,12,,20,,,,1
LESIZE,13,,20,,,,1
LESIZE,14,,20,,,,1
LESIZE,15,,20,,,,1
LESIZE,16,,20,,,,1

```

```

LESIZE,17,,18,,,,1
LESIZE,18,,18,,,,1
LESIZE,19,,18,,,,1
LESIZE,20,,18,,,,1

```

```

!* Gera malha

```

```

SMRT,off
CM,_Y,VOLU
VSEL,,,, 1
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
!*
VSWEEP,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2

```

```

!* Aplica restricao de deslocamento em z

```

```

ASEL,S,,, 1
DA,ALL,UZ,0

```

!* Aplica velocidade angular

OMEGA,0,0,52.35,0

ALLSEL, ALL

!* Resolve

/SOLU

SOLVE

FINISH

Modelo 2: Laminado com orifícios

FINISH

/CLEAR,START

!*DEFINE ANEL INFERIOR

/PREP7

CYL4,0,0,500,0,850,45,15

!*OFFSETA WP

wpof,,,15

!*DEFINE ANEL INTERMEDIARIO

CYL4,0,0,500,0,850,45,15

!*OFFSETA WP

wpof,,,15

!*DEFINE ANEL SUPERIOR

/PREP7

CYL4,0,0,500,0,850,45,15

!*OFFSETA WP

wpof,,, -45

!*DEFINE POSICOES DOS TIRANTES

CYL4,554.3277195,229.6100594,18, , , ,75

!*FURA AS CHAPAS

FLST,2,3,6,ORDE,2

FITEM,2,1

FITEM,2,-3

VSBV,P51X, 4

!*INSERE TIRANTES

CYL4,554.3277195,229.6100594,18, , , ,75

!*DEFINE MATERIAL

MPTEMP,,,,,,,,

MPTEMP,1,0

MPDATA,EX,1,,210000

MPDATA,PRXY,1,,0.3

```

MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,DENS,1,,0.00000785

!*DEFINE ELEMENTO

ET,1,SOLID187

!*DIVIDE A SUPERFICIE

KBETW,3,2,0,RATI,0.5,
KBETW,23,24,0,RATI,0.5,
KBETW,4,1,0,RATI,0.5,
KWPLAN,-1, 45, 47, 46
FLST,2,4,6,ORDE,3
FITEM,2,1
FITEM,2,5
FITEM,2,-7
VSBW,P51X

!*GERA MALHA

FLST,5,6,4,ORDE,4
FITEM,5,13
FITEM,5,20
FITEM,5,113
FITEM,5,-116
CM,_Y,LINE
LSEL,,,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1,,,100,,,,,1

```

```

!*
FLST,5,6,4,ORDE,6
FITEM,5,22
FITEM,5,24
FITEM,5,103
FITEM,5,106
FITEM,5,109
FITEM,5,112
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,5, , , ,1
!*
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
!*
FLST,5,8,6,ORDE,4
FITEM,5,2
FITEM,5,-4
FITEM,5,8
FITEM,5,-12
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,P51X
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
!*
VMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1

```

```

CMDELE,_Y2
!*

!* CONTATO TIRANTE - CHAPA
!*

/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,0.3
MAT,1
R,3
REAL,3
ET,2,170
ET,3,174
KEYOPT,3,9,0
KEYOPT,3,10,2
R,3,
RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0
! Generate the target surface
ASEL,S,,,19
ASEL,A,,,21
ASEL,A,,,36
ASEL,A,,,37
CM,_TARGET,AREA
TYPE,2
NSLA,S,1

```

```
ESLN,S,0
ESLL,U
ESEL,U,ENAME,,188,189
ESURF
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
ASEL,S,,,40
ASEL,A,,,41
ASEL,A,,,48
ASEL,A,,,49
ASEL,A,,,54
ASEL,A,,,55
ASEL,A,,,62
ASEL,A,,,63
ASEL,A,,,68
ASEL,A,,,69
ASEL,A,,,76
ASEL,A,,,77
CM,_CONTACT,AREA
TYPE,3
NSLA,S,1
ESLN,S,0
ESURF
!* Create Companion Pair - Start
R,4
REAL,4
ET,4,170
ET,5,174
KEYOPT,5,9,0
KEYOPT,5,10,2
R,4,
RMORE,
RMORE,,0
```

```

RMORE,0
TYPE,4
ESEL,S,TYPE,,3
NSLE,S
ESLN,S,0
ESURF
TYPE,5
ESEL,S,TYPE,,2
NSLE,S
ESLN,S,0
ESURF
!* Create Companion Pair - End
ALLSEL
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,2
ESEL,A,TYPE,,3
ESEL,R,REAL,,3
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,2
ESEL,A,TYPE,,3
ESEL,R,REAL,,3
ESEL,A,TYPE,,4
ESEL,A,TYPE,,5
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM

```

```
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END
/MREP,EPL0T
```

```
!*RESTRINGE DESLOCAMENTO EM Z
```

```
/SOL
FLST,2,8,5,ORDE,8
FITEM,2,13
FITEM,2,22
FITEM,2,44
FITEM,2,50
FITEM,2,58
FITEM,2,64
FITEM,2,72
FITEM,2,78
```

```
!*
```

```
/GO
```

```
DA,P51X,UZ,0
```

```
!*CONDICOES DE SIMETRIA
```

```
/PREP7
```

```
DA, 11,SYMM
```

```
FLST,2,2,5,ORDE,2
```

FITEM,2,6

FITEM,2,18

DA,P51X,SYMM

!*APLICA VELOCIDADE ANGULAR

!*APLICA VELOCIDADE ANGULAR

/SOL

OMEGA,0,0,10,0

INRT

STAT

!*