

EDNEI PEDRO GOMES PUTINI

**ANÁLISE DE FALHAS POR FADIGA NUM ROTOR DE HIDROGERADOR
VERTICAL VIA MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

EDNEI PEDRO GOMES PUTINI

**ANÁLISE DE FALHAS POR FADIGA NUM ROTOR DE HIDROGERADOR
VERTICAL VIA MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2015

P993a

Putini, Ednei Pedro Gomes

Análise de falhas por fadiga num rotor de hidrogerador vertical via método dos elementos finitos / Ednei Pedro Gomes Putini – Guaratinguetá, 2015.

108 f : il.

Bibliografia: f. 104-108

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Fadiga 2. Rotores 3. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 620.178.3 (043)

EDNEI PEDRO GOMES PUTINI

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI
UNESP-FEG


Prof. Dr. ROSINEI BATISTA RIBEIRO
FATEA/LORENA

Dezembro de 2015

DADOS CURRICULARES

EDNEI PEDRO GOMES PUTINI

NASCIMENTO	04.01.1985 – ITAJUBÁ / MG
FILIAÇÃO	Edésio Roberto Putini Enedina Beatriz Gomes
2004/2008	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Itajubá.
2014/2015	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

De modo especial, aos meus pais Edésio e Enedina, e à minha esposa Luana, que sempre incentivaram meu desenvolvimento.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida.

ao meu orientador, Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva pelo incentivo, orientação e auxílio.

à Alstom Energia Renováveis, por disponibilizar um programa que auxilia os funcionários à se desenvolverem academicamente.

aos amigos da Engenharia da Alstom pelo apoio, parceria e incentivo.

aos familiares, principalmente meus pais e minha esposa, pela compreensão, suporte e carinho durante toda a fase de realização deste trabalho.

à Copel pelas informações pertinentes sobre a usina hidrelétrica de Foz do areia.

“Em meio à dificuldade encontra-se a oportunidade”
Albert Einstein

PUTINI, E. P, G. Análise de falhas por fadiga num rotor de hidrogerador vertical via método dos elementos finitos. 2015. 108 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

A investigação do fenômeno da fadiga em elementos de máquinas é um tema de suma importância na Engenharia Mecânica, pois a maioria das falhas estruturais nestes elementos ocorre devido a esse evento, ou seja, por causa de cargas que variam no tempo e não devido a esforços estáticos. Por isso, o uso do Método dos Elementos Finitos através da simulação computacional para avaliar o campo de tensões e a vida em fadiga do rotor, é o principal objetivo do trabalho. Estas análises em peças complexas responsáveis pela geração da maior parte da energia elétrica de todo o país é a grande motivação para o progresso deste estudo. É importante salientar que um dos principais interesses no desenvolvimento do projeto mecânico estrutural de um componente é a determinação de sua durabilidade ou vida útil, que é alcançada através do estudo da fadiga. Este trabalho expõe a modelagem e simulação numérica, utilizando o programa Ansys, do rotor de um hidrogerador (Usina de Foz do Areia) que apresentou algumas trincas. O surgimento de defeitos em rotores de usinas hidrelétricas com menos de 30 anos não é comum, e por isso é necessária uma análise que represente a condição mais próxima da realidade. Os resultados obtidos, como tensões e deformações, ficaram abaixo do limite admissível para análise estática e por isso não houve falhas desta natureza. Por outro lado, a avaliação de fadiga permitiu deduzir que as trincas desenvolvidas ocorreram devido a este fenômeno, pois o número de ciclos obtidos pela variação dos carregamentos entre a partida e parada de máquina foi extremamente baixo, cerca de três no mês. Por isso, fez-se necessário apresentar possíveis meios para acabar com o problema, como por exemplo, um aumento no raio da solda na região crítica de surgimento das trincas. Este estudo proporcionou caracterizar o problema exposto no computador, através de simulação numérica, que tornou possível a representação de resultados bem próximos da realidade, e a comprovação da eficácia do método utilizado para esta análise.

PALAVRAS-CHAVE: Fadiga. Projeto mecânico. Trincas. Rotor de hidrogerador. Método dos Elementos Finitos.

PUTINI, E. P, G. Análise de falhas por fadiga num rotor de hidrogerador vertical via método dos elementos finitos. 2015. 108 f. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

The investigation of the fatigue phenomenon in machine elements is a theme of great importance in Mechanical Engineering, for the most of structural failures that may happen in these elements is due to this event, namely because to loads that vary in time and not due of static forces. There for, the use of Finite Elements Method through computational simulation to evaluate the stresses and fatigue life of rotor, it is the main objective of this study. These analyzes in complex parts responsible for generating most of the electricity throughout the country is a great motivation for the progress of this study. It is important to point out that one of the main interests in structural mechanical design development of a component is the determination of its durability or useful life, which is achieved through the study of fatigue. This work presents a modeling and numerical simulation, using the software Ansys, of hydro generator rotor (Foz do Areia plant) which showed some cracks. The appearance of faults in rotor of hydroelectric plants with less than thirty years is not common, and it is therefore necessary analysis that simulates closer to reality condition. The results of this analysis, as stresses and strains, were below the admissible limit for static analysis and therefore there was no failure of this nature. Still, the evaluation of fatigue allowed deduce that developed cracks occurred due this phenomenon, because the number of cycles obtained by variation of machine start/stop loads was extremely low, about three in the month. Hence, it was necessary to present possible ways to end the problem, for example, an increase in radius in the critical weld region appearance of cracks. This study provided to characterize the exposed computer problem, through numerical simulation, which has made possible the representation of results very close to reality, and proof of the effectiveness of the method used for this analysis.

KEYWORDS: Fatigue. Mechanical project. Cracks. Hydro generator rotor. Finite Elements Method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Matriz atual de energia elétrica do Brasil.	21
Figura 2 - Quantidade de publicações por período - “Fatigue”.....	22
Figura 3 - Quantidade de publicações por período - “Finite Element”.	23
Figura 4 - Visão geral de uma central hidrelétrica e seus componentes.....	27
Figura 5 - Componentes da casa de máquinas: (a) Gerador ; (b) Turbina.....	28
Figura 6 - Corte da máquina - rotor e estator.	29
Figura 7 - Tipos de geradores.	30
Figura 8 - Componentes do gerador.	31
Figura 9 - Descida do rotor da usina de três gargantas.....	33
Figura 10 - Pólo completo.	33
Figura 11 - Tipos de pólos: (a) rotor com pólos lisos ; (b) rotor com pólos salientes.....	34
Figura 12 - Pólo saliente - vista aproximada.	34
Figura 13 - Coroa magnética.	35
Figura 14 - Coroa magnética chapeada.	36
Figura 15 - Coroa magnética maciça.	36
Figura 16 - Aranha do rotor.....	37
Figura 17 - Construção básica da aranha do rotor.	37
Figura 18 - Eixos do gerador.	38
Figura 19 - Exemplo de eixo do gerador.	39
Figura 20 - Curva de Wöhler.....	40
Figura 21 - Função senoidal: (a) tensão alternada; (b) tensão repetida; (c) tensão pulsante....	41
Figura 22 - Curvas de falha.	46
Figura 23 - Malha: Elementos e pontos nodais.	48
Figura 24 - Representação do elemento de barra.	49
Figura 25 - Representação do elemento de viga.....	49
Figura 26 - Representação de elementos planos.....	50
Figura 27 - Representação do elemento de placa.	51
Figura 28 - Representação do elemento de casca.	51
Figura 29 - Representação dos elementos sólidos.	52
Figura 30 - Modelo do rotor completo.	60
Figura 31 - Vista explodida do modelo.	61

Figura 32 - Modelo completo - Corte.....	61
Figura 33 - Trincas nos braços - região superior.....	67
Figura 34 - Trincas nos braços - região inferior.....	67
Figura 35 - Modelo de 1/14 do rotor.....	69
Figura 36 - Modelo em Ansys Workbench.....	70
Figura 37 - Geometria do elemento SOLID186.....	71
Figura 38 - Geometria do elemento SOLID187.....	71
Figura 39 - Malha sem refinamento.....	72
Figura 40 - Malha refinada nas regiões de interesse.....	73
Figura 41 - Convergência da malha: (a) na região superior ; (b) na região inferior.....	73
Figura 42 - Visualização expandida da malha.....	74
Figura 43 - Aceleração da gravidade.....	75
Figura 44 - Carregamento axial da turbina.....	76
Figura 45 - Rotação.....	76
Figura 46 - Torque nominal.....	77
Figura 47 - Restrições.....	78
Figura 48 - Carregamentos e condições de contorno.....	78
Figura 49 - Curva SN dos materiais dos componentes da aranha.....	79
Figura 50 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 01.....	81
Figura 51 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 01.....	82
Figura 52 - Detalhe das tensões máximas na aranha - caso 01.....	82
Figura 53 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 01.....	83
Figura 54 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 02.....	84
Figura 55 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 02.....	84
Figura 56 - Detalhe das tensões na transição: (a) superior; (b) inferior - caso 02.....	85
Figura 57 - Linearização de tensão na região superior - caso 02.....	85
Figura 58 - Linearização de tensão na região inferior - caso 02.....	86
Figura 59 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 02.....	87
Figura 60 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 03.....	88
Figura 61 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 03.....	88
Figura 62 - Detalhe das tensões na transição: (a) superior; (b) inferior - caso 03.....	89
Figura 63 - Linearização de tensão na região superior - caso 03.....	89
Figura 64 - Linearização de tensão na região inferior - caso 03.....	90
Figura 65 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 03.....	91

Figura 66 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 04.....	92
Figura 67 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 04.	92
Figura 68 - Detalhe das tensões na transição: (a) superior; (b) inferior - caso 04.....	93
Figura 69 - Linearização de tensão na região superior - caso 04.	93
Figura 70 - Linearização de tensão na região inferior - caso 04.....	94
Figura 71 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 04.....	95
Figura 72 - Tensão alternada na aranha entre caso 01 e caso 02.....	96
Figura 73 - Tensão alternada nas regiões: (a) superior; (b) inferior - entre casos 01 e 02.	97
Figura 74 - Tensão alternada entre caso 02 e caso 03.	98
Figura 75 - Detalhe da tensão alternada máxima entre caso 02 e caso 03.	98
Figura 76 - Tensão alternada na aranha entre caso 02 e caso 04.....	99
Figura 77 - Tensão alternada nas regiões: (a) superior; (b) inferior - entre casos 02 e 04.	99
Figura 78 - (a) Tensões de Von Mises - caso 02; (b) Tensão alternada - partida e parada. ...	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes para equação do fator de superfície, para S_{ut} em [MPa].....	44
Tabela 2 - Fatores de confiabilidade.	45
Tabela 3 - Dados gerais do gerador.	58
Tabela 4 - Materiais.	59
Tabela 5 - Critérios de tensão.	62
Tabela 6 - Tensões admissíveis.	63
Tabela 7 - Massas dos componentes do hidrogerador.	64
Tabela 8 - Tensões máximas nas regiões críticas.	95

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
FEG	Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
FKM	Conselho Alemão de Pesquisa em Engenharia
MEF	Método dos Elementos Finitos
PCH	Pequenas Centrais Hidrelétricas
UG	Unidade Geradora
UHE	Usina Hidrelétrica de Energia

LISTA DE SÍMBOLOS

S	tensão
N	número de ciclos
$S_{e'}$	limite de fadiga não corrigido (teórico)
$S_{f'}$	resistência à fadiga não corrigida (teórica)
S_{ut}	resistência máxima à tração
$\Delta\sigma$	intervalo de tensões
σ_a	amplitude da variação de tensão (componente alternada)
σ_m	tensão média
σ_{max}	tensão máxima
σ_{min}	tensão mínima
R	razão de tensão
A	razão de amplitude
S_e	limite de fadiga corrigido
S_f	resistência à fadiga corrigida
C_{carreg}	fator de correção do carregamento
$C_{tamanho}$	fator de correção do tamanho
C_{superf}	fator de correção da superfície
C_{temp}	fator de correção da temperatura
C_{conf}	fator de correção da confiabilidade
S_y	resistência ao escoamento
d	diâmetro da peça
A_{95}	parcela da seção transversal não circular com tensões maiores que 95[%] da máxima
d_{equiv}	diâmetro equivalente
P_m	tensão primária de membrana geral
P_l	tensão primária de membrana local
P_b	tensão primária de flexão
Q	tensão secundária
F	tensão de pico
S_{adm}	tensão admissível
E	módulo de elasticidade

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	18
1.2	OBJETIVOS	20
1.3	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	20
1.4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
1.5	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	26
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	27
2.1	CONCEITOS GERAIS DE USINAS HIDRELÉTRICAS	27
2.2	HIDROGERADOR	29
2.2.1	Tipos de Gerador	29
2.2.2	Componentes gerais de geradores verticais (médio e grande).....	31
2.3	ROTOR DE HIDROGERADOR	32
2.3.1	Pólo completo	33
2.3.2	Coroa magnética	35
2.3.3	Aranha do rotor	36
2.3.4	Eixos do rotor do gerador	38
2.4	TEORIA DE FALHAS POR FADIGA.....	39
2.4.1	Carregamentos de fadiga	41
2.4.2	Limite de resistência à fadiga	42
2.4.3	Fatores de correção para o limite de fadiga teórico	42
2.4.3.1	Efeitos de carregamento	43
2.4.3.2	Efeitos de tamanho	43
2.4.3.3	Efeitos da superfície	44
2.4.3.4	Efeitos da temperatura	45
2.4.3.5	Confiabilidade.....	45
2.4.4	Projeto para vida em fadiga.....	45
2.5	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	47
2.5.1	Tipos de elementos.....	48
2.5.1.1	Elemento de barra	48
2.5.1.2	Elemento de viga	49
2.5.1.3	Elemento plano (axissimétrico)	50
2.5.1.4	Elemento de placa.....	50

2.5.1.5	Elemento de casca.....	51
2.5.1.6	Elemento sólido	52
2.5.2	Etapas do MEF	52
2.6	ANÁLISE ESTÁTICA E DE FADIGA UTILIZANDO ANSYS	53
2.6.1	Pré-processamento.....	54
2.6.1.1	Propriedades mecânicas.....	54
2.6.1.2	Contatos	54
2.6.1.3	Malha	55
2.6.1.4	Parâmetros para análise estática	56
2.6.1.5	Parâmetros para análise de fadiga.....	56
2.6.2	Pós-processamento.....	57
3	METODOLOGIA.....	58
3.1	DADOS GERAIS DA USINA	58
3.2	MODELO E MATERIAIS	59
3.2.1	Materiais.....	59
3.2.2	Modelagem tridimensional	59
3.3	CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO.....	62
3.4	CARREGAMENTOS.....	63
3.4.1	Pesos	64
3.4.1.1	Rotor do gerador	64
3.4.1.2	Componentes rotativos da turbina	64
3.4.2	Empuxo hidráulico	64
3.4.3	Rotação	65
3.4.4	Esforço na junção da aranha com anel magnético	66
3.4.5	Torque magnético	66
3.5	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	66
3.6	CASOS DE CARGA	67
3.6.1	Análise estática.....	68
3.6.2	Vida em fadiga	68
3.7	DISCRETIZAÇÃO DO MODELO.....	69
3.7.1	Aproximações.....	70
3.7.2	Tipo de elemento e malha	71
3.7.3	Condição de simetria	74
3.7.4	Contatos	74

3.7.5	Aplicação dos carregamentos e condições de contorno.....	75
3.7.5.1	Peso próprio do rotor	75
3.7.5.2	Carga axial dos componentes rotativos da turbina	75
3.7.5.3	Força centrífuga	76
3.7.5.4	Esforço tangencial	77
3.7.5.5	Condições de contorno	77
3.7.6	Análise de fadiga	79
3.7.6.1	Curva - Tensão e ciclos.....	79
3.7.6.2	Fatores de correção	79
3.7.6.3	Carregamento, tipo de análise e teoria aplicada	80
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	81
4.1	ANÁLISE ESTATICA	81
4.1.1	Caso 01 - Máquina parada.....	81
4.1.2	Caso 02 - Rotação síncrona funcionamento normal.....	83
4.1.3	Caso 03 - Rotação síncrona operação como compensador síncrono.....	87
4.1.4	Caso 04 - Rotação de rejeição de carga	91
4.1.5	Resumo dos resultados das tensões máximas nas regiões críticas.....	95
4.2	VIDA EM FADIGA	96
4.2.1	Partida e parada de máquina	96
4.2.2	Oscilação entre condição normal e funcionamento como compensador	97
4.2.3	Variação entre condição normal e rejeição de carga	99
4.3	VIDA EM FADIGA COM RAO DE ALÍVIO MAIOR.....	100
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	101
5.1	CONCLUSÕES	101
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	103
	REFERÊNCIAS	104

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O rotor é um dos principais componentes de uma central hidrelétrica, ele transforma energia mecânica em energia elétrica. Esta energia mecânica surge devido ao contato da água com a roda da turbina, que esta acoplada mecanicamente (através de eixo) ao rotor do gerador, fazendo todo conjunto girar.

Normalmente, o projeto estrutural da aranha do rotor (membro que surgiu as trincas) é feito através do cálculo das tensões estáticas oriundas da força centrífuga devido à rotação do conjunto. Dependendo do funcionamento da máquina, por exemplo, quando é necessário fazer partida e parada diária, irão surgir cargas cíclicas e repetitivas nos componentes rotativos, sendo assim é imprescindível a avaliação da vida em fadiga na peça estudada.

Segundo Arco-Verde (2008), equipamentos rotativos podem apresentar uma grande variedade de falhas. Estas falhas podem ocorrer por sobrecargas, conservação ineficaz, erros de projetos, qualidade dos materiais, e outros. A correta identificação das mesmas traz resultados imediatos para a unidade em operação, além de incidir também nos custos.

Três tipos de falhas são mais comuns na mecânica: Falha estática ocorre quando a tensão na região do defeito ultrapassa o limite de ruptura do material, com somente uma aplicação de carga. A falha por fadiga surge após um período de tempo, e pode ocorrer até mesmo quando a tensão é baixa, ou seja, é causada pela variação de tensão e não pela tensão máxima (informação verbal de webinar, evento não impresso)¹. Falha devido a vibração que, para Arco-Verde (2008), não acontece instantaneamente, e pode surgir principalmente por causa da aproximação da frequência natural do componente com as frequências críticas da máquina, como a da rede.

Aparentemente, o problema exposto no rotor da Usina de Foz do Areia pode ter ocorrido devido a um dos três casos de falha. Porém, o estudo aprofundado neste trabalho será para falhas por fadiga e estática.

Para Branco (1999) pode-se definir o termo fadiga como sendo o fenômeno da ruptura progressiva de materiais sujeitos a ciclos repetidos de tensão ou deformação. Agora, a vida em fadiga, é definida como o número máximo de ciclos de carregamento que uma estrutura pode suportar na aplicação, antes que ocorra o colapso estrutural (NORTON,2013).

¹ ESSS. Informação fornecida por E. Araújo no webinar sobre Análise de Fadiga, em 2014.

Diversos elementos atuam diretamente nas falhas por fadiga e estática de uma estrutura como o material, acabamento superficial, cargas e o meio. E, para aplicação na indústria mecânica, são utilizados diferentes métodos para a avaliação destes tipos de falhas, como por exemplo, o código do American Society of Mechanical Engineering-ASME (2013).

O aparecimento de um defeito devido à fadiga por causa de um carregamento repetitivo gera certa preocupação, pois ele pode surgir em outras regiões da estrutura ou aumentar de tamanho, com o tempo. Por isso é imprescindível o reparo e/ou acompanhamento e, em algumas situações torna-se necessário a substituição do peça danificada.

Em componentes com geometrias irregulares, com vários tipos de carregamentos e diversos materiais, fica muito difícil obter resultados somente utilizando métodos analíticos, principalmente na estimativa da vida em fadiga. Sendo assim, é preferível utilizar meios computacionais para resolver problemas deste tipo. Com o avanço tecnológico, cada vez mais é exigida a avaliação refinada do campo de tensões em todos os pontos de uma peça, obtenção de resultados com grande precisão e com um menor tempo de cálculo e consequentemente, evitar falhas em projetos estruturais. Com o surgimento de computadores de alto desempenho, possibilitou-se atender aos requisitos com eficácia. Segundo Fox, Mcdonald e Pritchard (2006), softwares de simulação computacional estão sendo cada vez mais utilizados na engenharia.

O método numérico conhecido como Método dos Elementos Finitos, ou apenas MEF, vem sendo bastante aproveitado na resolução de problemas complexos em diversas áreas. E, quando este é utilizado em softwares conseguem-se resultados com certa rapidez e bastante confiáveis. Diversos tipos de modelos de Elementos Finitos podem ser criados com grande diversidade de elementos, por exemplo, elementos de viga, casca, sólidos, entre outros. Normalmente o rotor é modelado utilizando uma combinação de elementos de sólido e casca. Contudo, neste trabalho foram utilizados somente elementos sólidos para todas as peças do rotor, pois, principalmente nas áreas que apresentaram falhas, o modelo deve permitir a verificação detalhada dos efeitos ao longo da espessura, que em elementos de casca não é possível.

A simulação numérica utilizando elementos finitos admite a identificação de esforços e seus efeitos que estão atingindo o componente, de maneira favorável ou desfavorável. Apesar de muitos fenômenos não poderem ser modelados corretamente em uma única avaliação, o uso de ferramentas computacionais adequadas, juntamente com o estudo do caso e conhecimento das condições de contorno, podem fornecer resultados condizentes com a realidade, como a obtenção do campo de tensões e deformações do rotor do hidrogerador

avaliado. No entanto é indispensável que o modelo e hipóteses simplificadoras ponderem de modo aceitável a complexidade do problema (RISHI e MARRA, 2010).

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal foi avaliar as tensões atuantes, as deflexões e principalmente a vida em fadiga no rotor de um hidrogerador sujeito a um carregamento cíclico. Estas avaliações tem o intuito de estudar a influência de alguns parâmetros construtivos e operacionais na durabilidade do componente mecânico em estudo, que é vital para o desempenho da hidrelétrica.

Aplicar o software de Elementos Finitos (Ansys) para aproximar e representar a realidade na simulação numérica. Fazer um modelo bastante refinado e, assim, verificar o tipo de falha mecânica desenvolvida na estrutura do rotor em estudo. Além disso, será possível conhecer as limitações do programa utilizado para fazer as análises necessárias.

Realizar um estudo para identificar a causa do problema exposto.

Examinar se o defeito ocorreu devido a falhas por fadiga, por meio da comparação entre a vida obtida por meio da simulação numérica e o período real aproximado de surgimento do dano.

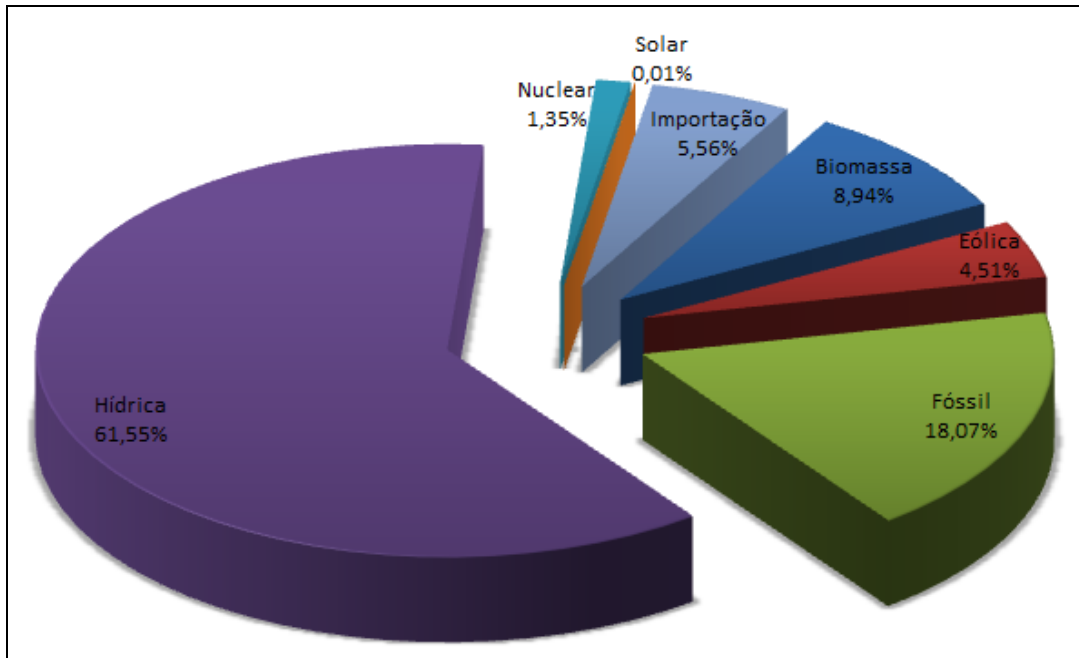
Por fim, caso comprovado a ocorrência da falha por fadiga, prover alternativas para eliminar os defeitos apresentados com reparos nas regiões afetadas e em outras áreas que poderão apresentar o mesmo problema, e assim eliminar o desenvolvimento de futuras avarias.

1.3 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

No Brasil, segundo ANEEL (2015), a maior parte de toda energia elétrica disponível é gerada por meio da água (energia hidráulica ou hídrica). O gráfico apresentado na Figura 1, gerado a partir dos dados fornecidos pela ANEEL (2015), mostra a distribuição da matriz de energia elétrica do Brasil nos dias atuais. Nota-se que aproximadamente 75% de toda energia do país é fonte de energias renováveis. O consumo de energia elétrica aumenta a cada ano e por isso o uso destes tipos de recursos é sempre recomendado. Para manter ou aumentar este percentual, é necessário desenvolver novas tecnologias e melhorar/recuperar o rendimento da

unidade geradora que faz o uso da fonte renovável, e assim, utilizar todo o potencial que a mesma possui.

Figura 1 - Matriz atual de energia elétrica do Brasil.



Fonte: (adaptado, ANEEL, 2015).

O estudo de um membro de uma central hidrelétrica traz uma grande bagagem para desenvolvimento e aperfeiçoamento na área de engenharia mecânica, pois é uma estrutura multidisciplinar. Além disso, novas diretrizes e tecnologias são cada vez mais necessárias para otimizar a geração de energia hidráulica. Não há praticamente qualquer outro tipo de componente elétrico cuja concepção e dimensões são influenciadas por tantos fatores como a máquina impulsionada por uma turbina hidráulica.

O tempo de vida projetado para componentes de hidrelétricas é algo em torno de 40 anos, o que não impede os mesmos operar com um período maior. Contudo, nem sempre é possível atingir este tempo, pois a vida real de uma estrutura é definida de acordo com seu modo de funcionamento, como o número de vezes que o elemento estará sujeito a uma determinada carga em um período (um dia, uma semana e etc). Qualquer alteração daquela prevista em projeto pode reduzir a vida da unidade geradora. Por isso, a reavaliação da mesma tem-se tornado um elemento muito importante para as unidades que estão em funcionamento há anos, e/ou para aquelas que por algum motivo, alteraram seu modo de operação.

Hoje em dia, os métodos mais sofisticados e detalhados estão disponíveis para determinar a vida útil de um gerador e, por conseguinte, também para uma estrutura crucial

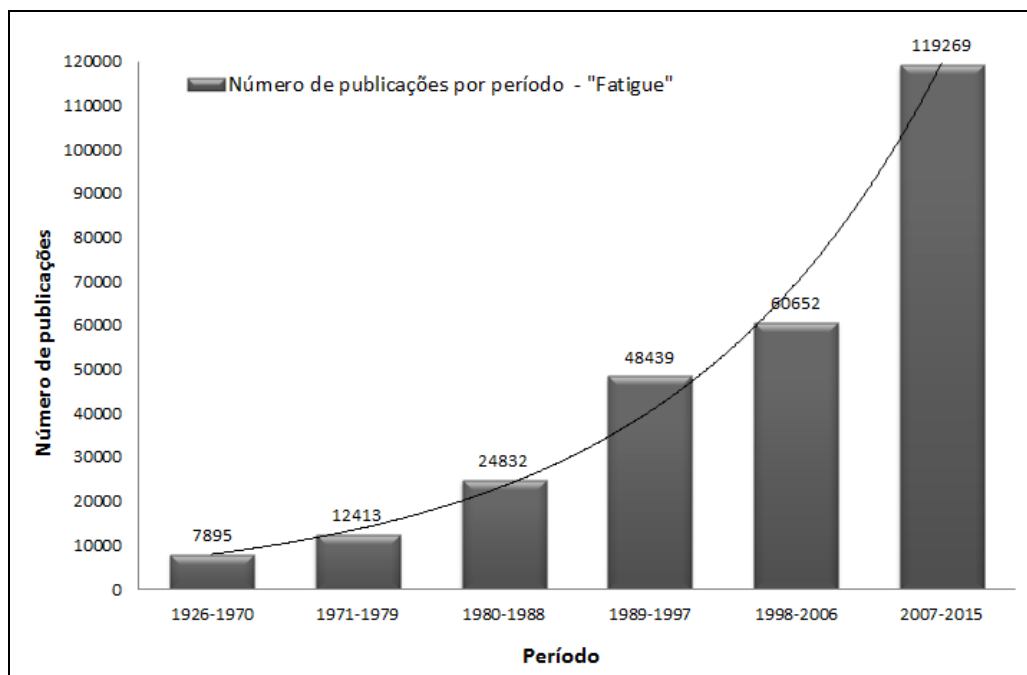
como o rotor. O MEF vem sendo uma ferramenta bastante utilizada em diversas áreas para resolver problemas complexos, além de possuir grande confiabilidade nos resultados para as análises feitas neste trabalho.

O resultado da avaliação da vida em fadiga é o número de ciclos que o componente suporta quando ocorre a variação de carga antes que ele perca sua integridade. A reavaliação da vida de projeto admite o conhecimento da vida restante de uma determinada estrutura e assim, é possível planejar períodos para inspeção, manutenção e, substituição de peças avariadas.

1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A avaliação da vida em fadiga de um componente mecânico tem sido bastante estudada nas últimas décadas. O gráfico apresentado na Figura 2, com números retirados do ScienceDirect², mostra a quantidade de publicações com a palavra “fatigue” a cada intervalo de anos, excluindo aquelas com temas voltados a saúde. À medida que o tempo passa, nota-se um aumento exponencial de estudos nesta área.³

Figura 2 - Quantidade de publicações por período - “Fatigue”.



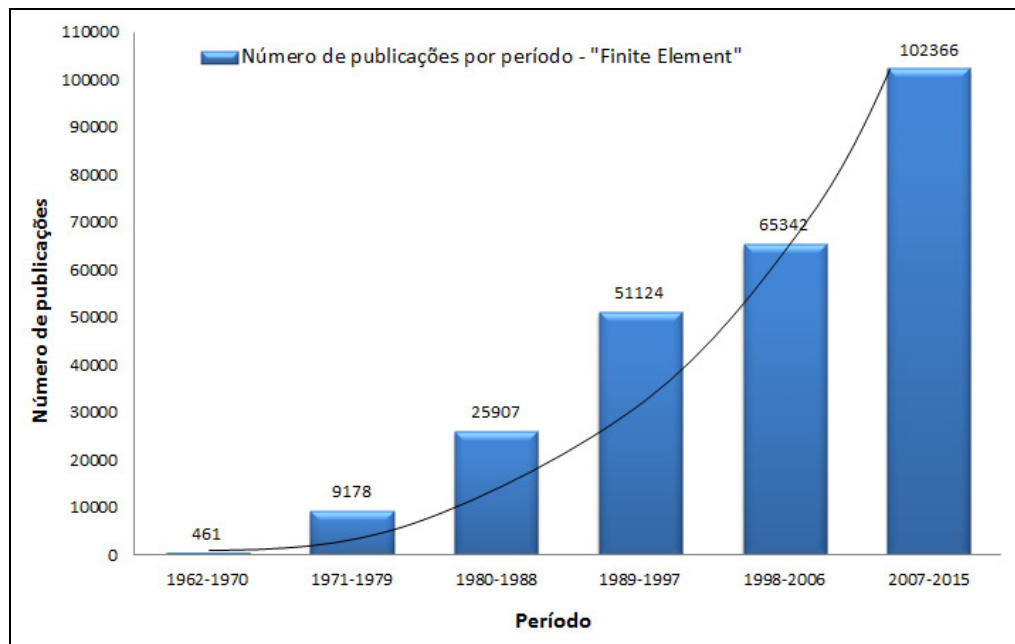
Fonte: (elaborado pelo autor, 2015).

² Levantamento dos dados extraídos da plataforma do site ScienceDirect, <http://www.sciencedirect.com/>.

³ A quantidade mostrada não representa o número real e total de publicações em todo mundo, mas sim o volume de estudos publicados a cada período no ScienceDirect, somente para mostrar a evolução do referido assunto.

Seguindo a mesma linha, os estudos utilizando o Método dos Elementos Finitos, também estão em constante crescimento conforme o tempo avança. O gráfico da Figura 3, também com dados do ScienceDirect, apresenta o número de publicações com assuntos envolvendo o termo “Finite Element”.

Figura 3 - Quantidade de publicações por período - “Finite Element”.



Fonte: (elaborado pelo autor, 2015).

Diversas áreas tem adotado o Método dos Elementos Finitos como ferramenta na verificação das possíveis falhas por fadiga, desde problemas pontuais até peças complexas com diversas trincas em sua estrutura.

Dois exemplos clássicos e atuais do uso do MEF para avaliar a vida em fadiga em áreas diferentes daquela estudada neste trabalho, mas não menos importantes, são: o estudo de implantes dentais (área odontológica) e estudo de funcionamento de membros do corpo humano (área ortopédica). Pode-se citar o trabalho de Ayllón et al. (2014) que utilizou o software de CAE Ansys para estudar a fadiga em implantes dentários, e obter resultados condizentes com o esperado. Também, utilizando o mesmo programa computacional, Shah, Bhav e Sonetha (2015), avaliaram a vida em fadiga do comportamento da articulação do joelho submetida a cargas variáveis, permitindo o entendimento de vários distúrbios causados por este membro. Estes dois trabalhos demonstram que o Método dos Elementos Finitos, mais precisamente o software Ansys (mesmo do trabalho aqui descrito), é uma ferramenta bem confiável e utilizável em diversas situações de carregamento, visto que seu uso não é restrito somente à área de mecânica pesada.

Geralmente, as falhas mecânicas surgem em regiões de solda, e por isso análises como as de Pettersson e Barsoum (2012) são importantes para fazer qualquer avaliação da vida em fadiga em componentes soldados. A viga estudada possui um severo carregamento cíclico e por isso havia potenciais riscos de falhas por fadiga. Para verificar a qualidade da solda, varias amostras diferentes foram examinadas e observou-se uma grande dissipação, principalmente na raiz da solda onde a vida em fadiga é mais destacada. O trabalho mostrou a importância do pós-tratamento em soldas, pois sem ele ocorrerá concentração de tensão e tensões residuais, que em conjunto com cargas cíclicas dão origem às falhas por fadiga. Os resultados obtidos mostraram vasta dispersão da vida em fadiga da solda, porém as análises serviram para atentar quanto à qualidade das soldas entre as peças do rotor, que pode ser de fato o ponto inicial de uma trinca causada por fadiga. É importante ressaltar que os autores evitaram o uso de elementos de contato no modelo de elementos finitos para economizar tempo computacional, porém concluíram que seu uso pode ser muito importante na análise de tensão nas soldas.

Para o modelamento do rotor de hidrogerador, por sua complexidade e múltiplos componentes, são necessários diversos tipos de contato. O mais crítico para o rotor em análise é o contato entre a aranha e o anel magnético, sendo necessária a avaliação da fadiga de contato. Por isso, o trabalho desenvolvido por Paulson et al. (2014), permitiu uma melhor compreensão da análise de fadiga de contato em mancais reutilizados. Em seu estudo, um modelo em elementos finitos abordou a vida do mancal primário (antes dos reparos) e também outra avaliação após a reforma. Neste novo modelo (mancal reparado) foi preservado o dano acumulado do estudo daquele mancal original, e foi submetido a ciclos adicionais de carga de contato até a falha aparecer na superfície do modelo e assim definir a vida do membro que será retrabalhado. Os resultados obtidos em sua análise foram bastante satisfatórios, e correlacionaram com estudos de outras pessoas. Caso este tipo de fadiga vir a aparecer no modelo do rotor, algumas ideias de soluções poderão ser utilizadas, pois observou ser possível fazer reparos em superfície de contato e obter um tempo de vida útil significativo.

Outro tipo de análise da vida em fadiga de uma estrutura é quanto a cargas térmicas cíclicas, apesar de não ser o foco desta dissertação, é de extrema importância sua consideração. No estudo de Yang et al. (2013), o carregamento alternado térmico nas pás com revestimento foi simulado através do Método dos Elementos Finitos, que permitiu conhecer os pontos de maior tensão e deduzir que a vida diminui com o aumento das tensões térmicas induzidas pela temperatura elevada. Os resultados obtidos também foram concordantes com a realidade, pois a região de máxima tensão transcrita no modelo foi a mesma daquela observada experimentalmente.

Willmerding, Hackh e Radovicic (2011) estudaram de forma aprofundada uma turbina eólica. Além dos carregamentos estáticos parecidos com esta dissertação, foi avaliado também casos de carga altamente dinâmicos, com a simulação do vento atuando na estrutura. A vida em fadiga analisada em ambas as situações, na primeira fazendo uma sobreposição estática dos casos de carga e na segunda, a análise foi feita em três diferentes programas, um para cada situação, para no fim obter um resultado completo. Esta avaliação difere deste trabalho, pois mostra a integração de softwares para cálculo de fadiga, permitindo uma visão ampla para cada tipo de método. No fim, foi avaliado que sempre deve ser utilizado fatores de segurança na análise de fadiga, a padronização de cálculos é de grande utilidade para aumentar a segurança e confiabilidade, ou seja, o cálculo real da vida em fadiga é alcançado quando o mesmo é feito durante um longo período de tempo e quando os resultados são comparados com experiências de campo.

Xiang et al. (2012) analisaram falhas por fadiga em eixo de um motor de tração submetido à alta velocidade, também com um carregamento rotativo semelhante aos carregamentos do trabalho proposto. Com a ajuda do MEF, desta vez com uso do software NX, os resultados obtidos por meio da simulação, foram suficientes para prever a vida em fadiga do eixo. Deve-se citar que em geometrias semelhantes, submetidos à rotação é necessário fazer raios de alívio em cantos vivos, por exemplo em transição dos diâmetros de eixos. Esta atitude evita concentração de tensões, e conseqüentemente falhas por fadiga.

O trabalho apresentado por Feng, Liu e Xuan (2014) aproxima-se da geometria e condições de trabalho do componente a ser analisado nesta proposta. O estudo de fadiga na solda rotores de turbinas a vapor, utilizando elementos finitos, mostrou resultados de tensão residual bem próximos daqueles obtidos experimentalmente. Apesar do estudo do rotor de Foz do Areia não investigar tensões residuais em solda, foi mostrado mais uma vez que a solda pode ser a grande responsável pelas trincas.

A dissertação de Ortigosa (2012), também avaliando tensões em uma máquina rotativa (impelidores centrífugos), mostrou análises bastante complexas. Sua abordagem no estudo de tensões dinâmicas também é necessária para compreensão do Método dos Elementos Finitos neste campo de análise, utilizando CAE.

Hildinger et al. (2015) avaliaram a vida em fadiga nos pólos do rotor de um hidrogerador, um dos componentes de extrema importância para a geração de energia elétrica. A fixação do mesmo deve ser motivo de estudos aprofundados, pois são nos pés dos pólos que podem aparecer trincas. Para este estudo fez-se necessário o modelamento de alguns outros membros do rotor, principalmente da coroa magnética (peça em que é fixada o pólo), para

avaliar as interfaces e desta mesma maneira, será abordada neste trabalho. No artigo da fixação dos pólos, foram feitos estudos comparativos de avaliação da vida em fadiga e resultados analíticos de diversas máquinas elétricas foram comparados com ensaios não destrutivos. Os autores verificaram que o método internacional de análise estática e de fadiga FKM, foi o mais apropriado para suas análises. Também foi utilizado o MEF para obtenção dos resultados, porém, dois modelos foram considerados, um bidimensional e outro tridimensional. O modelo bidimensional, apesar de não considerar efeitos axiais, proporcionou resultados rápidos e precisos, no entanto, foi-se necessário o modelo tridimensional para avaliação da vida em fadiga. O trabalho permitiu propor soluções para aumentar a vida em fadiga na interface pé do pólo e anel magnético. Este estudo é de grande utilidade e serve como base para o desenvolvimento desta dissertação. Alguns componentes necessitaram ser detalhados no modelo do rotor do artigo, como os pólos, que no presente estudo será simplificado, pois não são objeto de análise, assim como, peças detalhadas aqui foram simplificadas no estudo da fixação dos pólos.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No capítulo 1 é apresentada uma visão geral do trabalho, onde são descritos os objetivos do mesmo, a motivação que levou à escolha do tema utilizado e uma descrição de referências bibliográficas recentes (artigos científicos) relacionadas com esta dissertação.

Os fundamentos teóricos são mostrados no capítulo 2, onde está todo embasamento conceitual necessário para o desenvolvimento deste trabalho. Descrição da estrutura avaliada, funcionamento e variáveis da peça. Além de um resumo da teoria do Método dos Elementos Finitos e da vida em Fadiga de componentes mecânicos disponíveis na literatura.

Serão apresentadas, no capítulo metodologia, as considerações feitas para a modelagem do rotor do hidrogerador e aproximações de parâmetros que não comprometem os resultados.

No capítulo de apresentação e discussão dos resultados, gráficos gerados pelo software Ansys mostrarão todos os resultados necessários para a correta análise da estrutura. Tabelas foram montadas para facilitar a visualização dos resultados.

A descrição das contribuições e conclusões que o trabalho proporcionou, e das recomendações para trabalhos futuros, finaliza a dissertação no capítulo 5, conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

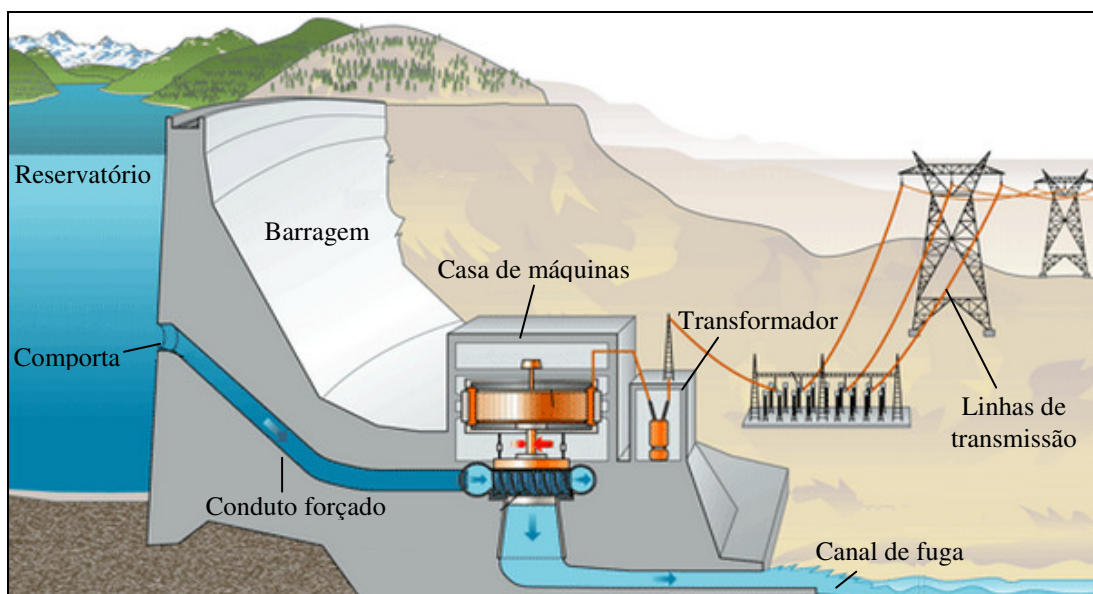
Todos os componentes que constituem uma usina hidrelétrica devem ser calculados para suportar os esforços de diversas naturezas que a mesma estará sujeita. Para isso são usados vários assuntos teóricos, dependendo é claro da peça em análise. Antes disso, é necessário conhecer a fundo a estrutura avaliada e saber suas características, por exemplo, os tipos de máquina, como é o funcionamento, sua complexidade, entre outros. E assim, para simplificar os cálculos, fazer algumas aproximações nas quais não afetarão nos resultados.

No rotor do gerador há esforços estáticos e dinâmicos (cargas cíclicas de fadiga), sendo necessário conhecer a metodologia inerente a estes assuntos, e assim projetar corretamente o elemento. Mesmo utilizando métodos computacionais para resolver estes problemas, é necessário conhecimento teórico para buscar a ferramenta ideal e assim calcular a estrutura.

2.1 CONCEITOS GERAIS DE USINAS HIDRELÉTRICAS

Uma usina ou central hidrelétrica é um sistema cuja finalidade é gerar energia elétrica através da energia hidráulica. Esta, por sua vez, só existirá se tiver um desnível natural hidrológico. Para manter o desnível, geralmente é construída uma barragem onde o controle do fluxo de água é feito através de uma comporta. A Figura 4 mostra um esquema geral de uma hidrelétrica.

Figura 4 - Visão geral de uma central hidrelétrica e seus componentes.



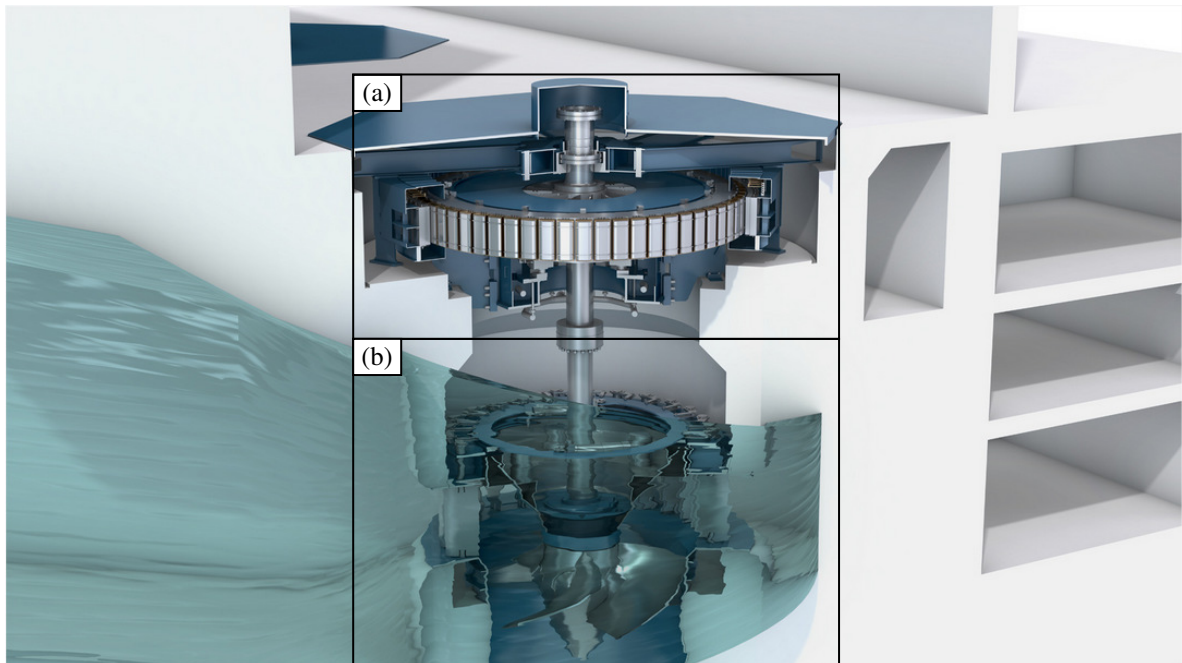
Fonte: (SOUSA et al., 2011).

As principais vantagens do uso de centrais hidrelétricas para geração de energia são:

- Usam fonte renovável;
- Não emite poluentes;
- Armazenamento de água da chuva;
- Excelente custo-benefício;
- Contribuem para desenvolvimento da população local.

A casa de máquinas de uma usina hidrelétrica é subdividida basicamente em 2 grandes grupos de componentes, são eles o gerador e a turbina, conforme ilustrado na Figura 5. O fluxo de água produz pressão suficiente para movimentar a roda da turbina que é ligada mecanicamente (por eixos) ao rotor do gerador, fazendo-o girar e assim, através da variação do fluxo magnético no tempo, cria a tensão em seus terminais, e posteriormente com o transformador e linhas de transmissão ocorre o fornecimento de energia elétrica.

Figura 5 - Componentes da casa de máquinas: (a) Gerador ; (b) Turbina.



Fonte: (ALSTOM, 2015).

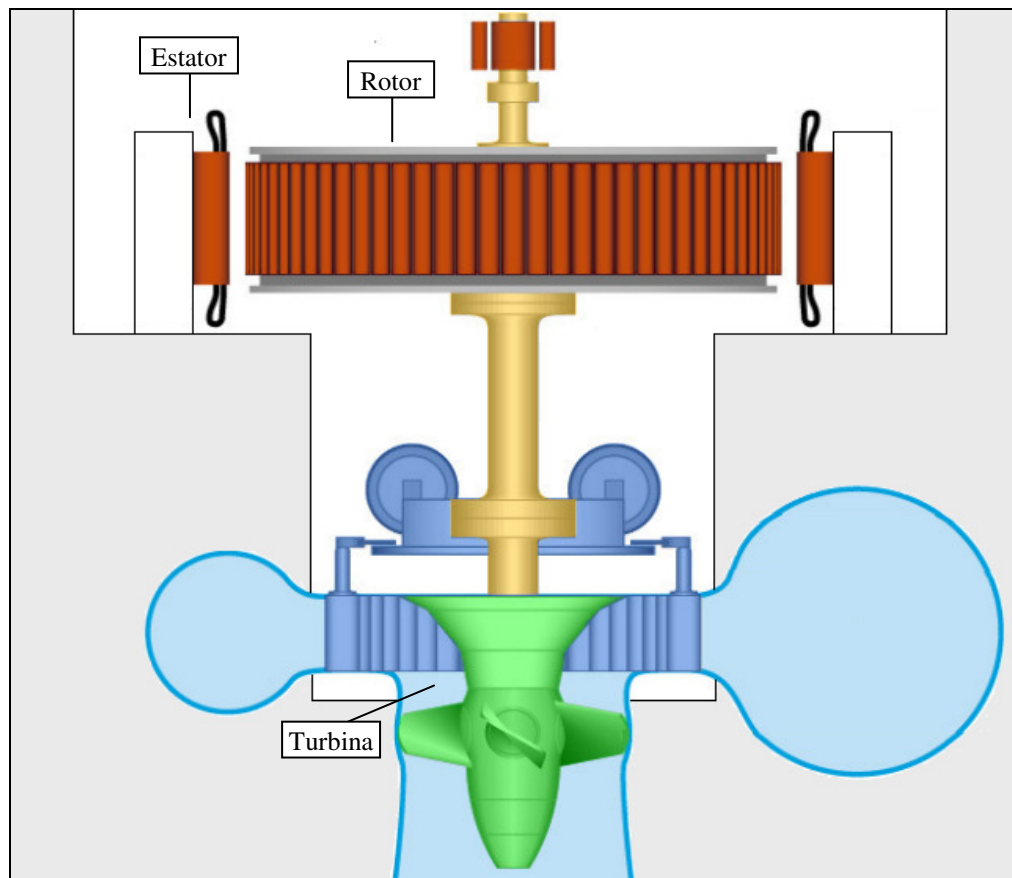
Estes dois grupos (gerador e turbina) possuem diversas peças, cada uma com sua respectiva função que em conjunto mantém o correto funcionamento da unidade.

2.2 HIDROGERADOR

Por possuírem rotação constante, os geradores de hidrelétricas são conhecidos como máquinas síncronas.

Apesar do nome “gerador” sugerir que se trata somente de equipamentos elétricos, a grande maioria de seus componentes são mecânicos e necessitam ser projetados mecanicamente. Basicamente o hidrogerador possui um conjunto de peças que não se movem (fixas), chamado de estator, e outro de membros na parte rotativa, chamada de rotor, conforme mostrado na Figura 6.

Figura 6 - Corte da máquina - rotor e estator.



Fonte: (adaptado, COSTA, SENA e MESQUITA, 2010).

2.2.1 Tipos de Gerador

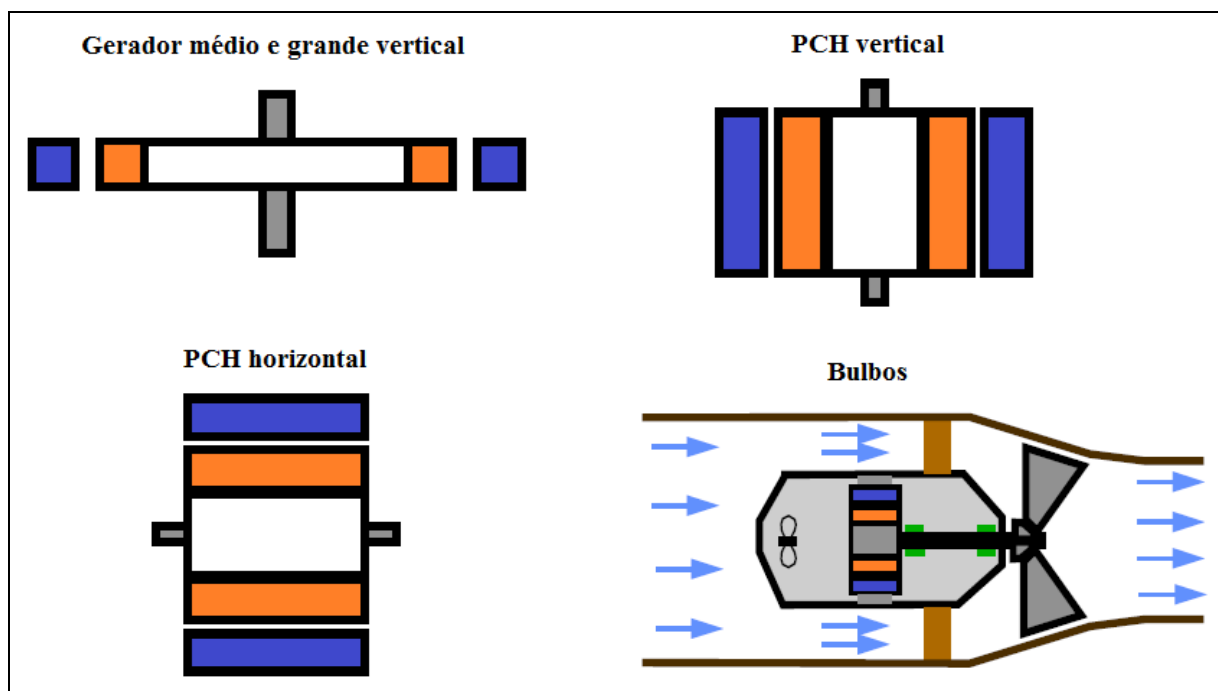
Vários parâmetros influenciam na escolha do tipo de hidrogerador necessário para um determinado projeto. Estes elementos são obtidos através de um processo de aperfeiçoamento

a medida com que se adquirem experiências para construção deste tipo de máquinas. Alguns exemplos típicos são:

- Fabricação das peças;
- Arranjo dos mancais;
- Fluxo da água na turbina;
- Limites para transporte e montagem de peças grandes;
- Sistema de resfriamento;
- Capacidade de suportar abalos sísmicos.

Sabendo disso, e de outros requisitos da turbina e da rede de distribuição, o projeto e concepção se iniciará a partir da seleção de um dos quatro tipos de geradores indicados na Figura 7.

Figura 7 - Tipos de geradores.



Fonte: (adaptado, ALSTOM, 2014).

Os geradores médios e grandes verticais operam com uma faixa de potência acima de 40 [MVA] e com uma rotação mais baixa do que as PCHs. Dependendo do tamanho, algumas peças devem ser montadas em obra e transportadas individualmente. Geralmente eles são movidos por turbinas Francis, Kaplan e Pelton. Como exemplo, a usina de Foz do Areia, analisada nesta dissertação, além da grande conhecida UHE Itaipu, ambas com geradores verticais movidos por turbina tipo Francis.

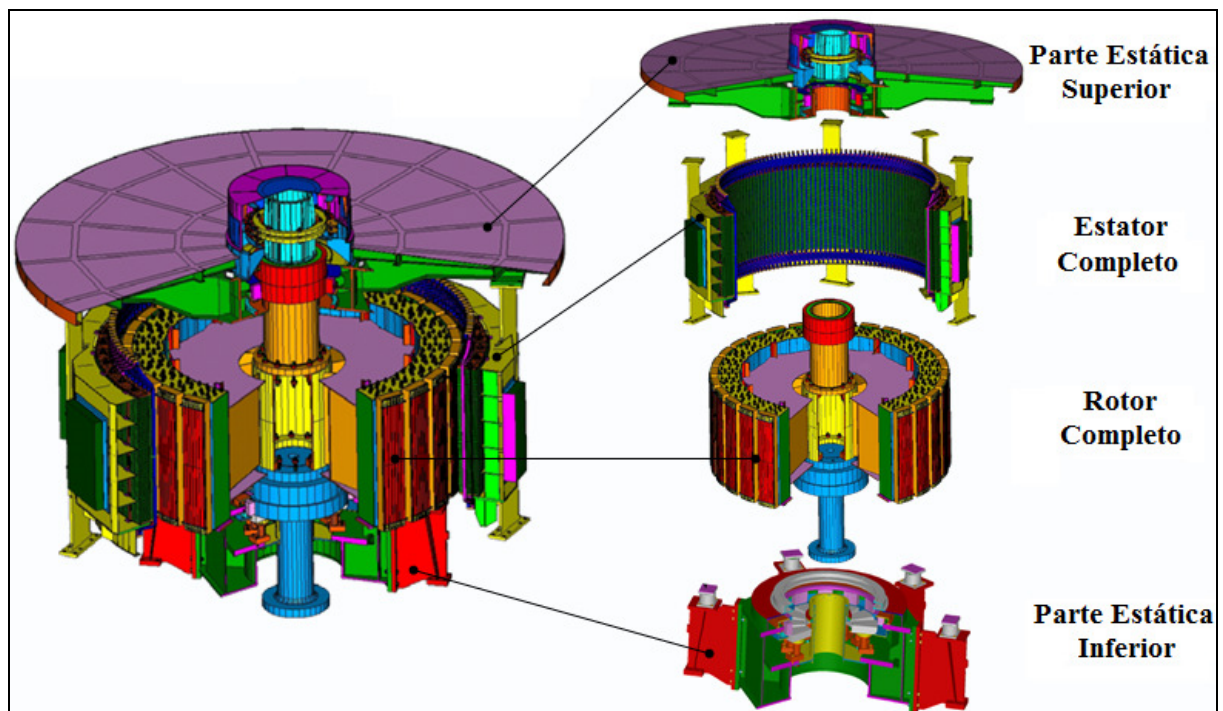
Já as PCHs, operam com uma potência de até 40 [MVA]. Em alguns casos, necessitam de um ventilador para complementar na inércia do rotor. Por exemplo as PCHs Queluz e Lavrinhas.

As máquinas Bulbo, como as unidades do Rio Madeira (UHE Santo Antonio e UHE Jirau), são as únicas em que o gerador fica encapsulado e submerso no fluxo de água. Não é necessário represar grandes áreas para utiliza-las.

2.2.2 Componentes gerais de geradores verticais (médio e grande)

A Figura 8 a seguir mostra os elementos de um gerador médio ou grande vertical, cujo membro rotativo é estudado neste trabalho. Para os outros tipos de hidrogeradores, algumas dessas peças não entram em seu escopo.

Figura 8 - Componentes do gerador.



Fonte: (ALSTOM, 2014).

Os componentes estáticos superiores possuem, além do mancal propriamente dito, uma estrutura rígida o suficiente para suportar o mancal de guia (quando possuir) e o esforço proveniente do mesmo, e assim, como função, garantir a estabilidade da linha de eixo. Além disso, um de seus membros faz o fechamento da unidade geradora com o meio externo.

A parte fixa principal do gerador é o estator completo. Ele é dividido em duas estruturas, a carcaça do estator e o núcleo do estator. A primeira serve como apoio para o segundo e para suportar e transmitir os esforços da unidade geradora para a fundação. A estrutura da carcaça permite a diminuição de ruído e vibrações. O núcleo do estator é a parte ativa, onde ocorre a geração de energia elétrica por meio de corrente elétrica induzida pelo rotor. Ele é montado com segmentos de chapas ranhuradas que são empilhadas e compactadas para minimizar as perdas. É no núcleo, região das ranhuras das chapas, que fica o enrolamento estatórico.

O rotor completo, objeto do estudo deste trabalho, é a parte girante do hidrogerador. Um de seus componentes, o pólo, é o responsável em gerar campo magnético que induzirá a corrente elétrica no estator. O item 2.3 a seguir descreverá a estrutura rotativa e seus elementos com mais detalhes.

A parte estática inferior, de maneira semelhante à superior, é composta por uma estrutura para fixar e sustentar os mancais (de guia e escora). Geralmente, é aqui onde ocorre o suporte axial de toda parte rotativa. Dependendo da configuração da máquina, este membro poderá pertencer à parte da turbina.

2.3 ROTOR DE HIDROGERADOR

A principal função da parte rotativa de um gerador de central hidrelétrica é produzir variação do fluxo magnético no tempo através da interação com o enrolamento do estator e após algumas etapas, gerar energia elétrica. Para isso, o conjunto é composto por peças que se relacionam entre si, são elas: pólos, coroa ou anel magnético, aranha e eixos. Mecanicamente, cada peça do rotor possui funções extremamente importantes para o correto funcionamento de toda a usina. A Figura 9 mostra a descida do rotor da maior hidrelétrica no mundo, a UHE Três garganta, localizada na China.

Diversas configurações possíveis de seus elementos podem ser utilizadas para diferentes tipos de geradores. Nos próximos subitens, serão descritos as características e configurações possíveis de cada membro do rotor.

Figura 9 - Descida do rotor da usina de três gargantas.

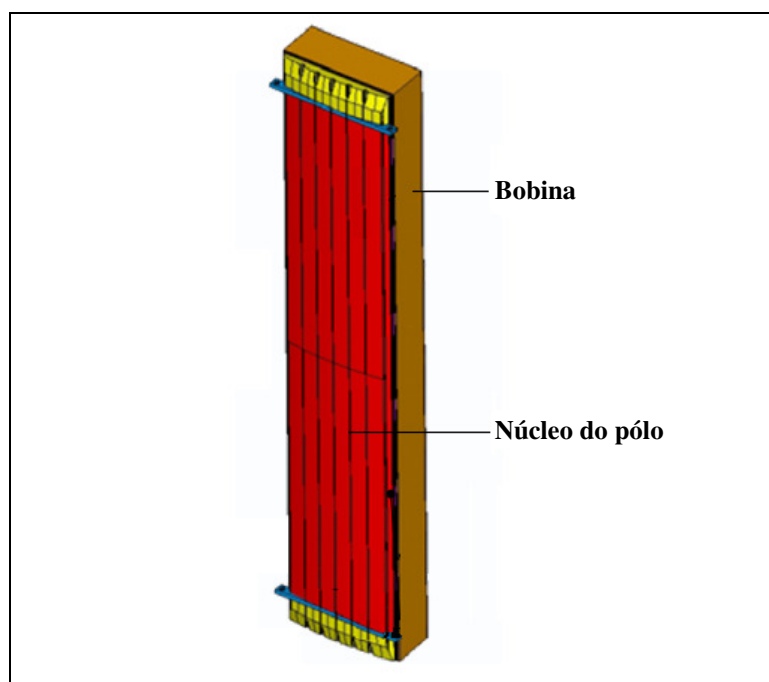


Fonte: (MOMAYA, 2011).

2.3.1 Pólo completo

Os pólos são os responsáveis em gerar campo magnético que induzirá corrente elétrica no estator. Eles suportam os esforços centrífugos e dão estabilidade para a linha de eixo. Basicamente é composto de uma bobina e do núcleo. A Figura 10 mostra a geometria básica do pólo.

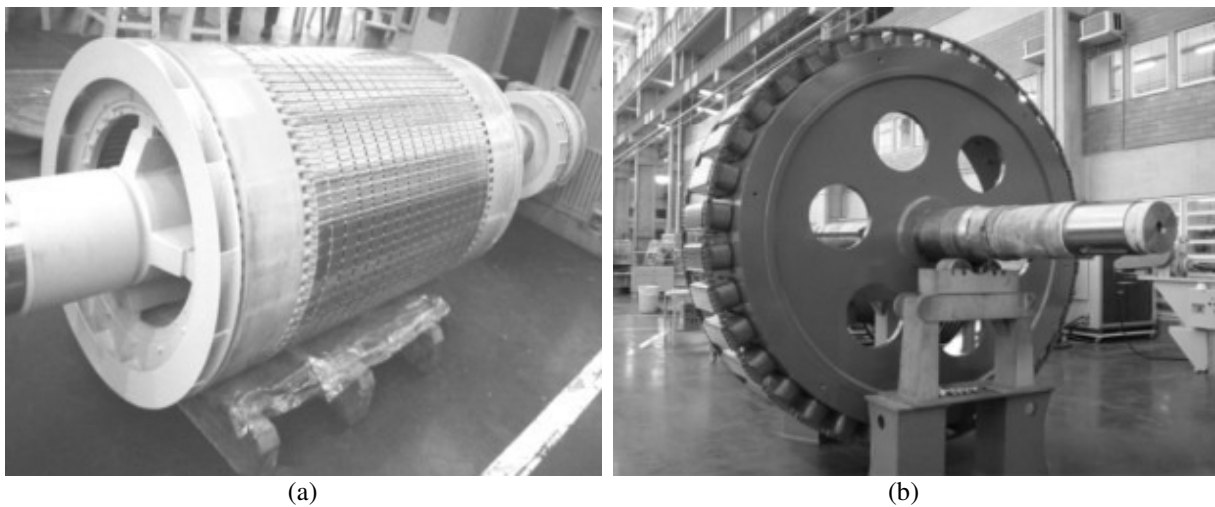
Figura 10 - Pólo completo.



Fonte: (ALSTOM, 2014).

Segundo Kostenko e Piotrovski (1976), as máquinas síncronas, por sua construção se dividem em máquinas de pólos lisos e máquinas de pólos salientes. Esta divisão ocorre baseada na velocidade de rotação que o gerador estará sujeito. Para unidades com alta rotação, e geralmente horizontais, são utilizados os lisos. Já aquelas com baixa rotação, a grande maioria dos hidrogeradores, são empregados pólos salientes. Além disso, geradores com pequena velocidade necessitam de um alto número de pólos. A Figura 11 mostra os dois tipos descritos. E, na Figura 12, é ilustrado com mais detalhes o pólo completo (saliente).

Figura 11 - Tipos de pólos: (a) rotor com pólos lisos ; (b) rotor com pólos salientes.



Fonte: (GRILLO e PINHEIRO, 2008).

Figura 12 - Pólo saliente - vista aproximada.



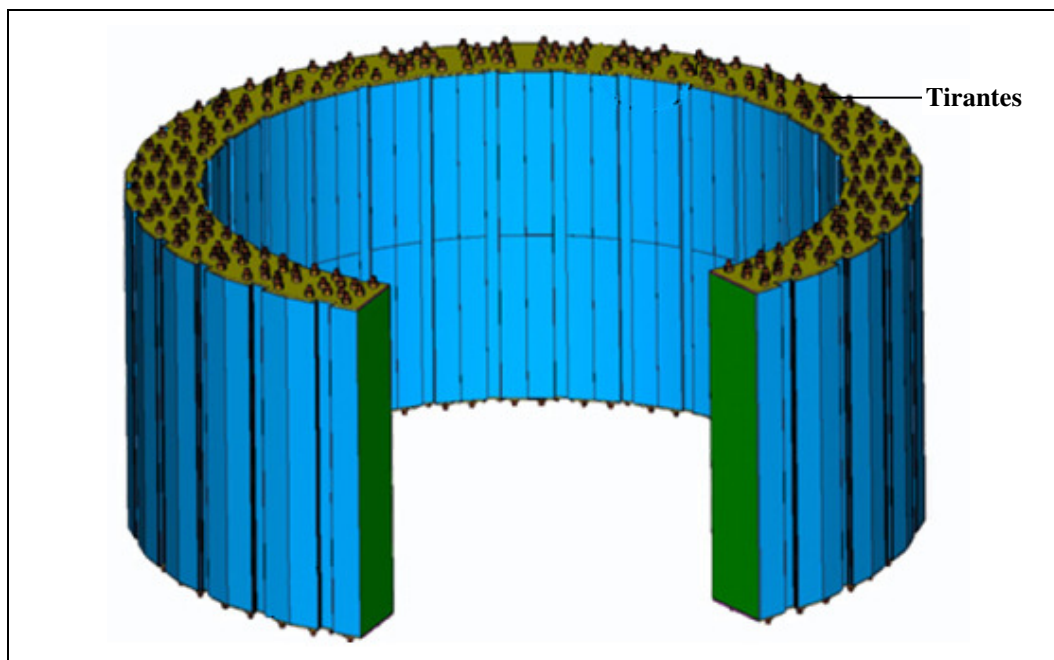
Fonte: (KABLE, 2011).

Outro tipo de construção de pólos é quanto ao seu núcleo. O mesmo pode ser construído de várias chapas laminadas fixadas por tirantes, sendo esta configuração de uso mais comum. E, ele também pode ser maciço, formado por uma única peça metálica, geralmente são utilizados em bulbos.

2.3.2 Coroa magnética

Também conhecida como anel magnético, ela fornece estabilidade para linha de eixo e possui a maior parcela da inércia de todo conjunto rotativo. É responsável por transmitir os torques do eixo para os pólos e manter os mesmos fixos ao rotor. Um esboço deste componente é apresentado na Figura 13.

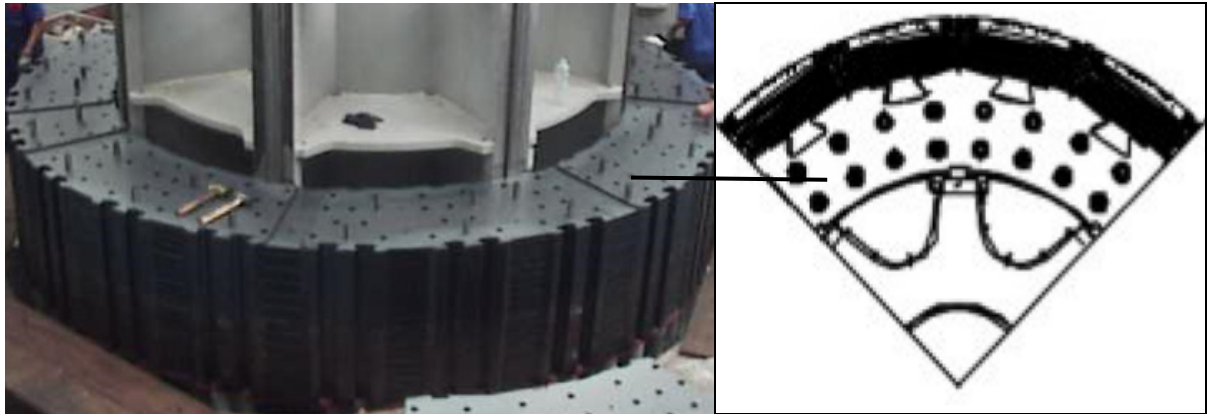
Figura 13 - Coroa magnética.



Fonte: (ALSTOM, 2014).

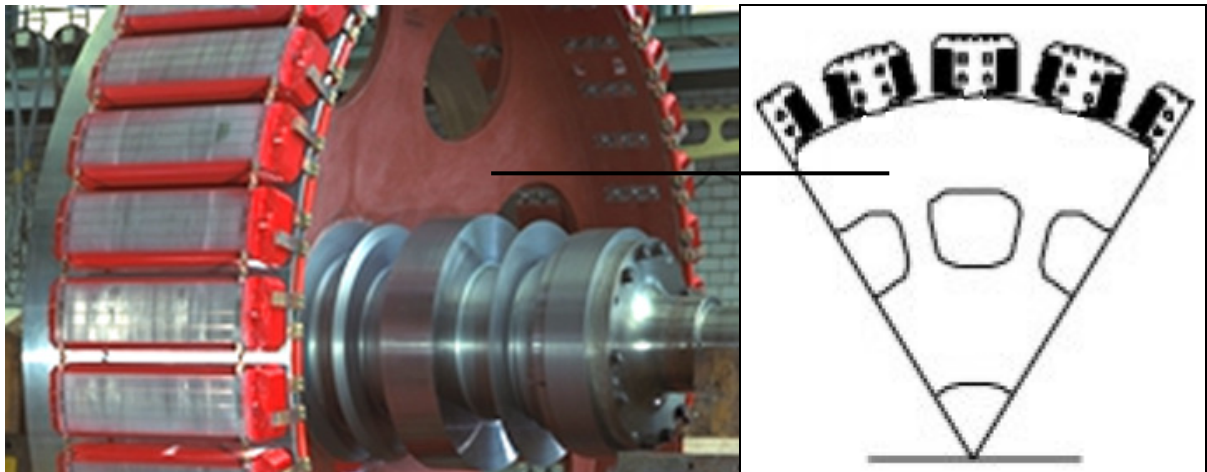
Sua construção é essencialmente feita por duas configurações: a primeira e também mais utilizada em unidades geradoras verticais (como Foz do areia), é através do uso de chapas laminadas empilhadas e fixadas por tirantes, conforme observado na Figura 14; a segunda é o anel magnético maciço, constituído de uma única peça, também mais comuns em máquinas bulbo, Figura 15.

Figura 14 - Coroa magnética chapeada.



Fonte: (ALSTOM, 2014 / GRILLO e PINHEIRO, 2008).

Figura 15 - Coroa magnética maciça.

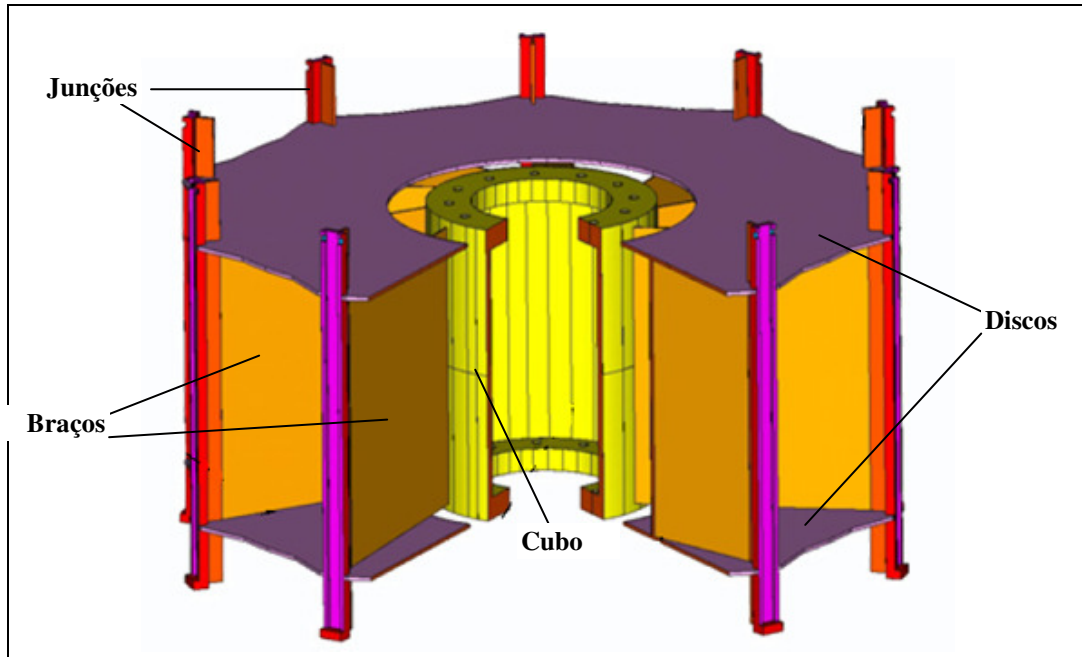


Fonte: (ALSTOM, 2014 / GRILLO e PINHEIRO, 2008).

2.3.3 Aranha do rotor

A aranha do rotor é a responsável para fazer o suporte da coroa magnética, onde são descarregados esforços axiais devido ao peso da coroa magnética e dos pólos. Ela também faz a ventilação do rotor, e serve como guia para expansão do anel magnético. Durante a manutenção, o peso de todo conjunto girante (da turbina e gerador) são suportados pela aranha. A representação da aranha do rotor pode ser visualizada através da Figura 16.

Figura 16 - Aranha do rotor.



Fonte: (ALSTOM, 2014).

A aranha é feita de chapas de aço com propriedades mecânicas suficientes para suportar todos os esforços que a mesma estará submetida. A seguir, na Figura 17, é mostrado a construção de uma aranha.

Em certas ocasiões, geralmente quando o anel magnético é maciço (em máquinas bulbo), a aranha não estará presente no conjunto do rotor do gerador, e nestes casos a coroa magnética, além de suas próprias funções, assumirá o papel da aranha.

Figura 17 - Construção básica da aranha do rotor.

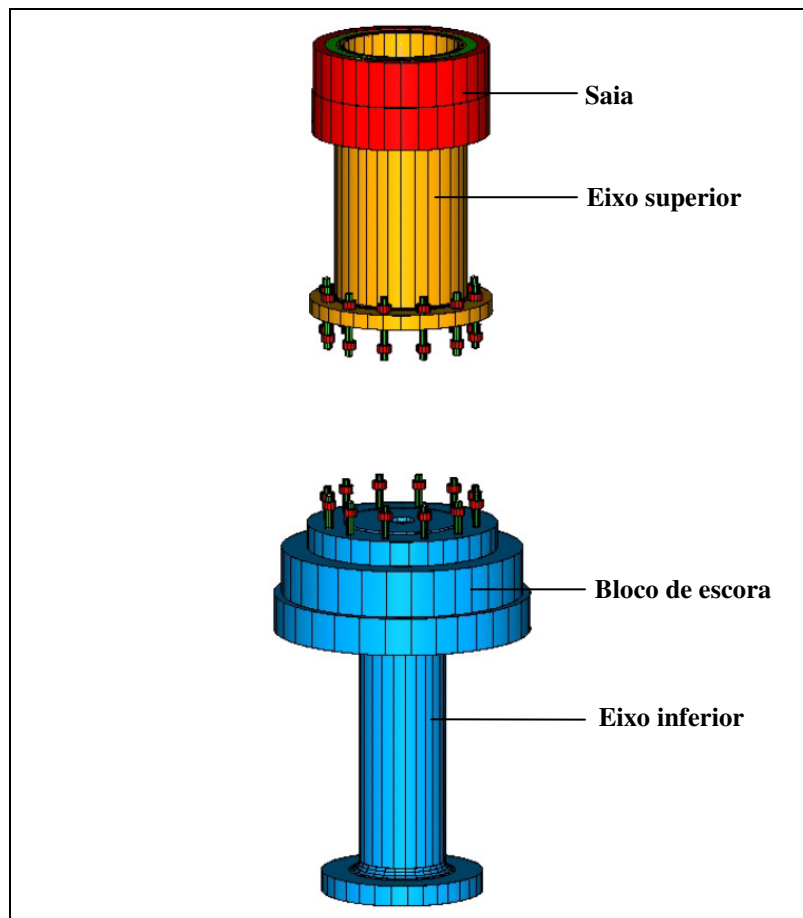


Fonte: (SMITHSONIAN INSTITUTION, 1931).

2.3.4 Eixos do rotor do gerador

O gerador é composto por dois eixos, um superior que fica acima da aranha e outro inferior, abaixo do rotor. A Figura 18, apresenta estas peças e a fixação de cada um no rotor do gerador.

Figura 18 - Eixos do gerador.



Fonte: (ALSTOM, 2014).

O eixo superior tem a função de ligar o rotor ao anel coletor ou excitatriz, e geralmente, possui uma extensão ou saia cuja finalidade é transmitir esforços radiais da parte rotativa para o mancal guia superior, quando houver esse tipo de construção. O eixo inferior acopla o rotor ao eixo da turbina, e transmite o torque advindo da mesma. Em alguns casos, esse eixo possui um bloco de escora que é responsável pela transmissão do esforço axial de todo conjunto girante no mancal de escora, descarregando todo peso neste membro. Além disso, a maioria das usinas possui mancal de guia juntamente com o mancal de escora e assim, este bloco também transmitirá esforços radiais. O bloco de escora também pode ser independente do

eixo e dependendo do modo de construção, haverá um anel de escora para complementar o bloco.

Pode ocorrer ainda do eixo do gerador ser único, conforme mostrado na Figura 19, onde há a ligação direta do eixo da turbina à parte superior do gerador, e o acoplamento no rotor é através do disco inferior e superior da aranha.

Figura 19 - Exemplo de eixo do gerador.



Fonte: (GENERAL TURBO, 2015).

2.4 TEORIA DE FALHAS POR FADIGA

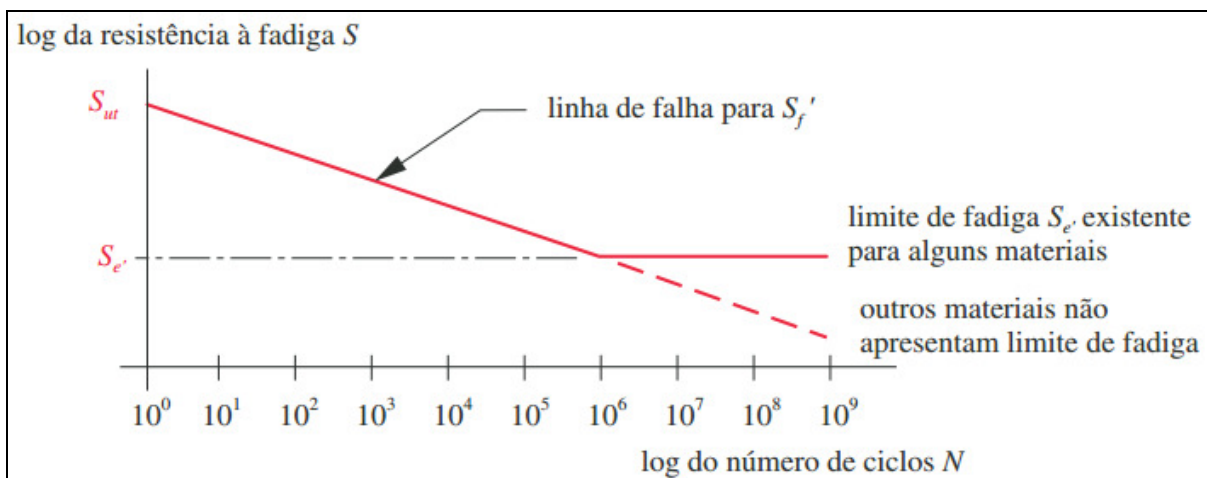
O termo fadiga é utilizado em diversas áreas, com diferentes significados. Na engenharia, se uma trinca aparece em uma determinada estrutura, e quando a mesma é ou foi submetida a carregamentos cíclicos, é dito que a peça apresentou uma falha estrutural devido à fadiga. Por isso, é de extrema importância o conhecimento da vida em fadiga de uma peça, para antecipar ao futuro dano e agir antes que ocorra uma catástrofe sem precedentes.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), quando componentes de máquinas sofrem uma falha estática, geralmente se desenvolve uma deflexão muito grande, pois a tensão excedeu ao limite de resistência ao escoamento do material, e a peça é substituída antes da ocorrência da fratura propriamente dita. Por isso, muitas falhas estáticas dão um aviso prévio.

Entretanto, isso não acontece com falhas por fadiga. Elas são instantânea e total, e consequentemente muito perigosa. Assim, a tensão cíclica que um produto pode resistir é bem menor daquela suportável em condições estáticas. De certo modo, é simples projetar uma estrutura contra falha estática. Já a fadiga é um evento mais complexo, apenas parcialmente entendido, que exige o máximo conhecimento possível sobre este assunto.

O alemão August Wöhler desenvolveu a primeira pesquisa científica sobre falhas por fadiga. Para Abrahão et al. (2008) a investigação de Wöhler durou 12 anos, com testes em laboratórios para verificar imperfeições devido ao carregamento alternado. Até que em 1870, foram publicadas as suas descobertas sobre a existência de uma tensão limite de resistência à fadiga para aços, ou um nível de tensão que admitiria milhões de ciclos de uma tensão alternada. O diagrama S-N ou curva de Wöhler, utilizado até o presente, tornou-se o padrão para evidenciar o comportamento dos materiais solicitados com cargas cíclicas. O diagrama é diferente para cada tipo de material, e apresenta o número de ciclos que uma peça pode suportar. A Figura 20 mostra o aspecto do diagrama S-N para alguns tipos de materiais.

Figura 20 - Curva de Wöhler.



Fonte: (NORTON, 2013).

Os defeitos causados por fadiga têm aparência equivalente à de uma fratura frágil, pois as superfícies de fratura são planas e perpendiculares ao eixo de tensão, sem a presença de estrição. Entretanto, as características de fratura devido a uma falha por fadiga são bem diferentes daquelas de uma fratura frágil estática, surgindo de três estágios de avanço. O primeiro estágio equivale ao início de uma ou mais micro trincas, geradas por deformação plástica cíclica seguida de propagação cristalográfica estendendo-se por dois a cinco grãos relativamente à origem. As trincas dessa etapa não são normalmente perceptíveis a olho nu. O

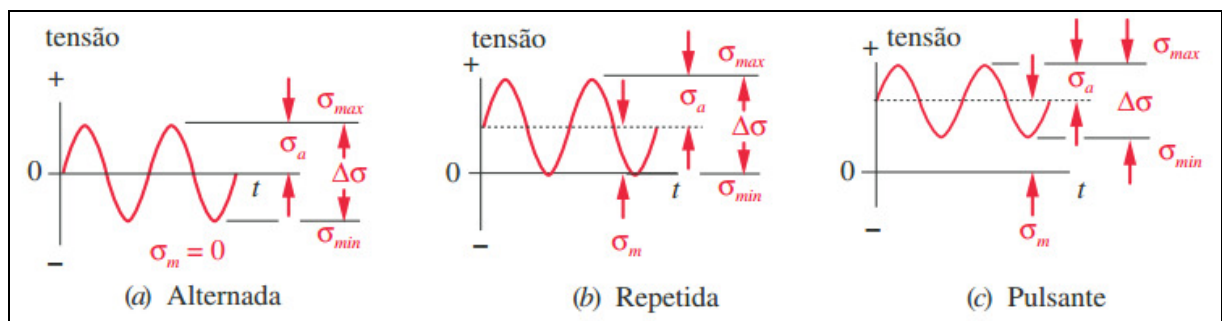
segundo estágio compreende a progressão de micro a macro trincas, formando superfícies de fratura com platôs paralelos, separados por sulcos também paralelos. Geralmente esses platôs são lisos e normais na direção da máxima tensão de tração. Essas superfícies podem ser onduladas e escuras e ter bandas leves conhecidas como marcas de praia ou marcas de concha de ostra. O terceiro estágio ocorre no ciclo de carga final, quando o material remanescente não pode suportar as cargas, resultando em fratura rápida e impulsiva. Uma falha neste estágio pode ser frágil, dúctil ou uma combinação de ambas. (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

2.4.1 Carregamentos de fadiga

Para Norton (2013), qualquer carga que varie no tempo pode provocar uma falha devido à fadiga. A maneira de utilização desse tipo de carga varia consideravelmente de uma aplicação para outra. Para máquinas rotativas, por exemplo, as cargas tendem a ser consistentes na amplitude ao longo do tempo e repetem-se com alguma frequência. Em outras situações, as amplitudes e frequências variam completamente no decorrer do tempo. Assim, representa-se a função como uma onda senoidal ou em forma de dente de serra. Os fatores relevantes são a amplitude e o valor médio da onda de tensão-tempo (ou deformação-tempo) e o número total de ciclos de tensão/deformação a que a peça é submetida.

Em estruturas rotativas, como o rotor de hidrogeradores, as funções características tensão-tempo como ondas senoidais, são apresentadas na Figura 21.

Figura 21 - Função senoidal: (a) tensão alternada; (b) tensão repetida; (c) tensão pulsante.



Fonte: (NORTON, 2013).

Pode-se então definir o intervalo de tensões como

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (1)$$

A amplitude da variação de tensão é calculada através da equação (2).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2)$$

E, a tensão média é definida através da expressão (3).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3)$$

Assim, duas razões podem ser definidas, a razão de tensão, equação (4), e a razão de amplitude, equação (5).

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (5)$$

2.4.2 Limite de resistência à fadiga

Na curva de Wöhler, apresentado na Figura 20, nota-se que quanto maior o número ciclos (N), menor é a resistência à fadiga. Assim, define-se um limite de fadiga não corrigido (S_e'), sendo este o nível de tensão abaixo do qual não ocorrerá mais falhas por fadiga. Para determinar o S_e' de um material qualquer é necessário vários ensaios, e demanda um longo período de tempo, e conseqüentemente envolve um custo elevado. Sendo assim, é possível encontrar em diversas bibliografias dados que levantam o valor do limite de fadiga para diferentes tipos de materiais. Norton (2013) estimou o S_e' para os aços em geral conforme equação (6):

$$\begin{cases} S_e' \cong 0,5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400MPa)} \\ S_e' \cong 100 \text{ ksi (700MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ ksi (1400MPa)} \end{cases} \quad (6)$$

2.4.3 Fatores de correção para o limite de fadiga teórico

Segundo Norton (2013) os limites de resistência de fadiga obtidos através de ensaios com corpo de prova padrão ou de estimativas fundamentadas em avaliações estáticas, devem

ser corrigidos para considerar as diferenças físicas entre os corpos de prova e a estrutura real estudada. Essa correção se faz com o uso de fatores de redução da resistência, que levam em conta as diferenças de temperatura, meio ambiente, carregamento, geometria, e outros. Assim, será obtido o limite de fadiga corrigido (S_e) ou a resistência à fadiga corrigida (S_f) através da expressão (7).

$$\begin{aligned} S_e &= C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e' \\ S_f &= C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_f' \end{aligned} \quad (7)$$

2.4.3.1 Efeitos de carregamento

A resistência à fadiga de diversos materiais é obtida através de ensaios de flexão rotativa. Existem diferenças entre essa resistência à fadiga obtida experimentalmente e aquela real da peça, por isso, é definido um fator devido à sollicitação de redução da resistência, C_{carreg} , como sendo:

$$\begin{aligned} C_{carreg} &= 1 \quad (\text{Flexão e torção pura}) \\ C_{carreg} &= 0,70 \quad (\text{Força normal}) \end{aligned} \quad (8)$$

2.4.3.2 Efeitos de tamanho

Todos os corpos de prova submetidos a ensaios possuem pequenas dimensões. Geralmente os membros avaliados são maiores que os corpos de prova, e assim, se faz necessário o uso do fator de tamanho para diminuir a resistência, pois as peças maiores falham com tensões menores. Para Shigley, Mischke e Budynas (2005), a equação (9) válida somente para peças cilíndricas, considerada conservativa, apresenta o cálculo do efeito de tamanho.

$$\begin{aligned} C_{tamanho} &= 1 \quad \text{para } d \leq 8[mm] \\ C_{tamanho} &= 1,189d^{-0,097} \quad \text{para } 8[mm] \leq d \leq 250[mm] \end{aligned} \quad (9)$$

Em dimensões maiores, o valor de $C_{tamanho}$ é 0,6.

Para peças de outros formatos, conforme Kuguel (1961), a área da seção transversal não circular de uma peça que está sujeita a uma tensão superior a 95 [%] da tensão máxima da seção deve ser igualada à área de um corpo de prova cilíndrico sujeito a tensões similares, para obter o diâmetro equivalente a ser utilizado na equação (9). A área A_{95} sujeita a tensão superior a 95 [%] da tensão atuante em suas fibras externas, é aquela localizada entre $0,95d$ e $1,0d$, e calculada segundo equação (10).

$$A_{95} = \pi \left[\frac{d^2 - (0,95d)^2}{4} \right] = 0,0766d^2 \quad (10)$$

E, o diâmetro equivalente a um cilindro sob flexão rotativa, para qualquer seção transversal é obtido através da equação (11).

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (11)$$

2.4.3.3 Efeitos da superfície

O acabamento superficial realizado em corpos de prova é diferente das peças reais produzidas. Por isso, deve-se utilizar um fator de superfície, C_{superf} , para reduzir a resistência e considerar a diferença de acabamento. A equação (12), desenvolvida por Shigley, Mischke e Budynas (2005), apresenta o cálculo do fator de superfície que deve ser utilizado.

$$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b \quad \text{se } C_{superf} > 1,0, \text{ utilizar } C_{superf} = 1,0 \quad (12)$$

A Tabela 1 mostra os valores dos coeficientes A e os expoentes b para diversos acabamentos.

Tabela 1 - Coeficientes para equação do fator de superfície, para S_{ut} em [MPa].

Acabamento superficial	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,70	-0,718
Forjado	272,00	-0,995

2.4.3.4 Efeitos da temperatura

Frequentemente, ensaios de fadiga térmica são realizados na temperatura ambiente. Como muitos componentes atuam em altas temperaturas, então também é necessário efetuar a correção da resistência a fadiga. Os valores propostos por Shigley, Mischke e Budynas (2005), para aços, são apresentados na equação (13).

$$\begin{aligned} C_{temp} &= 1 && \text{para } T \leq 450[^\circ C] \\ C_{temp} &= 1 - 0,0058(T - 450) && \text{para } 450 < T \leq 550[^\circ C] \end{aligned} \quad (13)$$

2.4.3.5 Confiabilidade

A Tabela 2, conforme Norton (2013), exibe os fatores de confiabilidade um desvio padrão de 8 [%] de seus valores médios.

Tabela 2 - Fatores de confiabilidade.

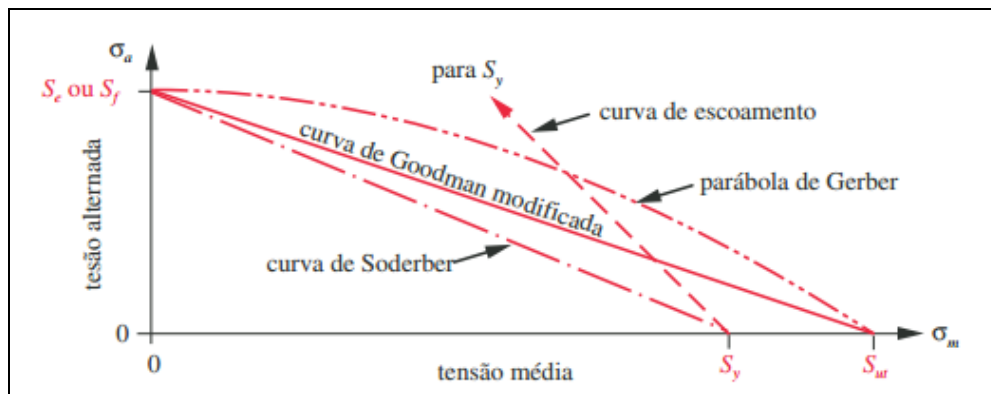
Confiabilidade [%]	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

2.4.4 Projeto para vida em fadiga

Para a avaliação de falhas por fadiga é necessário primeiramente verificar a tensão média atuante, pois ela possui efeito relevante nesse tipo de danos. A tensão média pode ser nula, quando o carregamento é puramente alternado, ou diferente de zero, para tensões variadas. A segunda opção é aquela mais comum para elementos de máquinas.

A Figura 22, apresentada por Norton (2013), ilustra uma composição de diagramas para diferentes critérios de falha. A curva de Gerber ajusta-se melhor com dados experimentais de falha, é o comportamento médio. Já a curva de Goodman acomoda-se abaixo da dispersão de dados, onde é sobreposto nos pontos experimentais de falha, é uma medida do comportamento mínimo e por isso é mais usada como critério de projeto sendo ela mais conservadora. É inserida no diagrama uma curva de escoamento para auxiliar como um limite ciclo de tensão inicial. A curva de Soderberg conecta S_e ou S_f ao limite de escoamento sendo, portanto, o critério mais apertado para falhas por fadiga, e é usada com menor frequência por ser demasiadamente conservador.

Figura 22 - Curvas de falha.



Fonte: (NORTON, 2013).

Qualquer curva escolhida como critério da falha, os arranjos seguros de σ_m e σ_a devem ser abaixo e à esquerda das cruvas.

Cada uma das curvas podem ser definidas através das equações (14), (15) e (16)

Curva de Gerber:

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m^2}{S_{ur}^2} \right) \quad (14)$$

Curva de Goodman:

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ur}} \right) \quad (15)$$

Curva de Soderberg:

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (16)$$

2.5 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Atualmente, o Método dos Elementos Finitos se sobressai como um assunto de grande confiabilidade e eficácia dentro das diversas frentes de estudo das áreas industrial e acadêmica. Geralmente ele é utilizado para resolução de problemas complexos, que não possuem soluções analíticas.

Segundo Oliveira (2007) o Método dos Elementos Finitos possui duas características que o diferenciam de outros métodos numéricos:

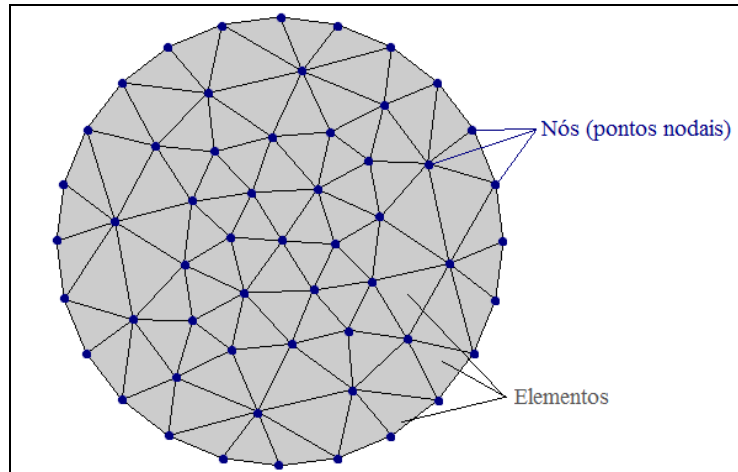
(1) O MEF usa uma formulação de integral para gerar um sistema de equações algébricas;

(2) O método utiliza funções contínuas seccionalmente para a aproximação das variáveis físicas.

Por ser um assunto multidisciplinar, são utilizados diferentes conceitos para a definição do MEF, dependendo da particularidade de cada pesquisador. Para Cook, Malkus e Plesha (1989), o Método dos Elementos Finitos é uma técnica utilizada para obter diversas soluções aproximadas de equações diferenciais.

O Método dos Elementos Finitos emprega como parâmetros as variáveis nodais de um número finito de pontos, chamados de nós. O domínio de integração é subdividido em uma sequência de regiões (os elementos finitos), interligadas entre si por meio de um número discreto de pontos nodais ou simplesmente “nós”. Esse processo de divisão é conhecido como discretização do domínio, e todo o conjunto de nós e elementos é chamado de malha, e apresentado na Figura 23. Cada elemento possui um comportamento, de modo que as incógnitas do problema no elemento podem ser determinadas em função das incógnitas nos pontos nodais. Por ser um procedimento que fornece resultados aproximados, o objetivo fundamental é reduzir ao máximo os erros das equações aproximadas. Portanto, é minimizado o funcional obtido da soma das contribuições de cada elemento, resultando assim, em um sistema de equações. A solução desse sistema fornece os valores das incógnitas, anteriormente desconhecidas, nos pontos nodais. (MARINHO; VAZ; PIMENTEL, 2002).

Figura 23 - Malha: Elementos e pontos nodais.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

As seguintes variáveis determinam a exatidão do método: quantidade de nós e elementos (ou tamanho do elemento) e tipo de elemento. Os resultados obtidos pelo MEF convergem para a solução exata quando a malha estiver adequada, ou seja, quanto menor o tamanho do elemento e maior o número de nós (tendendo ao infinito). Assim, esta precisão dos resultados fica atrelada a uma quantidade de elementos, onde a partir de certo número os resultados não alteram (permanecem gerando valores reais) e, portanto, não há mais necessidade de modificar o tamanho de elemento. Este fenômeno é conhecido como convergência da malha.

2.5.1 Tipos de elementos

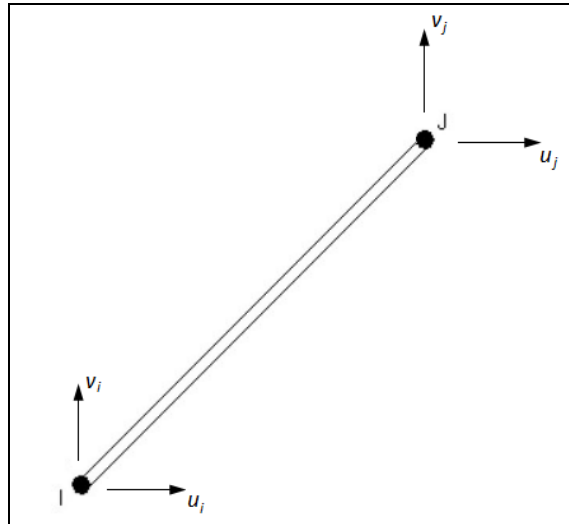
Existem diferentes formas de estruturas mecânicas e para cada uma delas há um tipo de elemento capaz de representar e calcular o componente da melhor maneira possível. O uso desses elementos é extremamente recomendado, pois cada estrutura tem suas particularidades que são as mesmas do referido elemento, por exemplo, uma treliça só possui esforços de tração e compressão, e as mesmas características são encontradas no elemento de barra.

2.5.1.1 Elemento de barra

O elemento de barra é representado unicamente por uma linha e dois nós, que são os pontos extremos. Cada nó do elemento possui dois graus de liberdade, que são os deslocamentos transversal e longitudinal. Estes dois graus de liberdade pode ser reduzido

somente a um, quando a barra não está inclinada em relação ao sistema de coordenadas global. A Figura 24 apresenta o elemento descrito.

Figura 24 - Representação do elemento de barra.

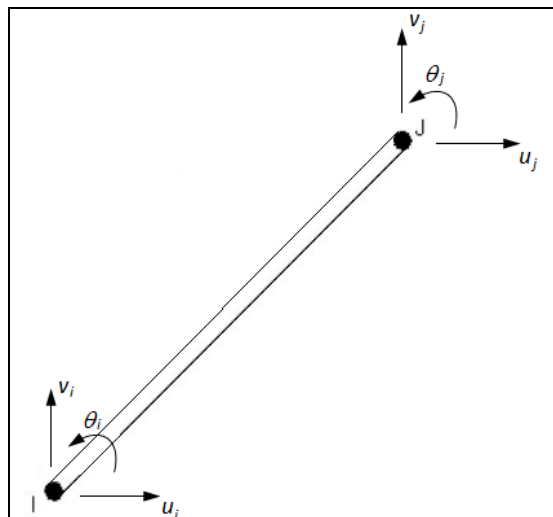


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

2.5.1.2 Elemento de viga

Também representado por uma linha com dois nós nas pontas, o elemento de viga, mostrado na Figura 25, pode sofrer flexão, cisalhamento e tração ou compressão. Assim, o número de graus de liberdade por nó são três: deslocamentos transversal e longitudinal, e uma rotação (no plano). Este tipo de elemento é muito utilizado em cálculos de pórticos planos.

Figura 25 - Representação do elemento de viga.

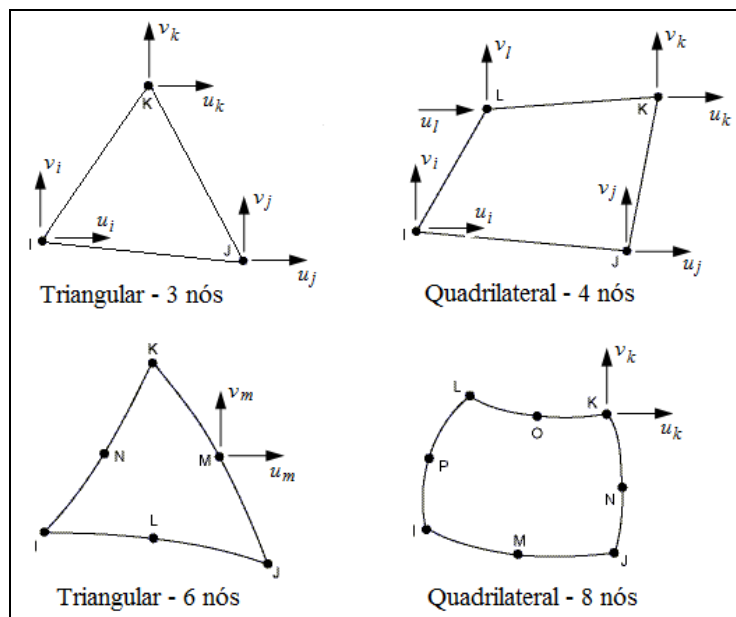


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

2.5.1.3 Elemento plano (axissimétrico)

Os elementos planos, bidimensionais, representam o estado plano de tensões e deformações e podem ser triangulares ou quadrilaterais. Existe uma infinidade de nós em cada elemento, sendo que os mais simples são três nós (para triangular) e quatro nós (para quadrilateral). Os elementos axissimétricos são utilizados para representar corpos de revolução com carregamentos simétricos em relação ao mesmo eixo de simetria da estrutura. Por isso, para definir o estado de deformações e de tensões, é necessário somente duas componentes de deslocamentos na seção plana do componente estudado, ou seja, coordenadas radial e axial. Portanto, são dois graus de liberdade por nó para o elemento plano, deslocamentos horizontal (ou radial) e vertical (ou axial). A Figura 26 mostra alguns elementos planos.

Figura 26 - Representação de elementos planos.

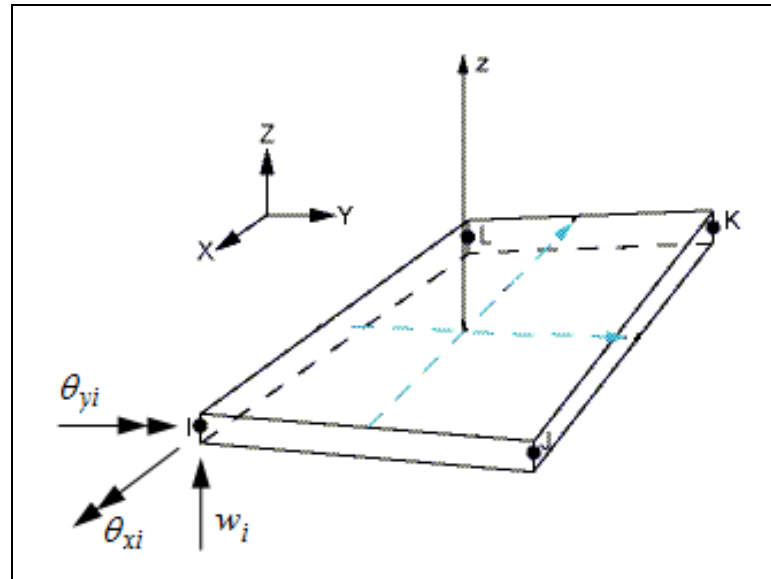


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

2.5.1.4 Elemento de placa

Este tipo de elemento também é plano, e os carregamentos são perpendiculares ao seu plano médio. Sendo que a espessura da placa, muito menor que suas outras dimensões, deve estar na direção normal ao plano médio da mesma. Assim, a placa considera somente efeitos normais e de flexão.

Figura 27 - Representação do elemento de placa.

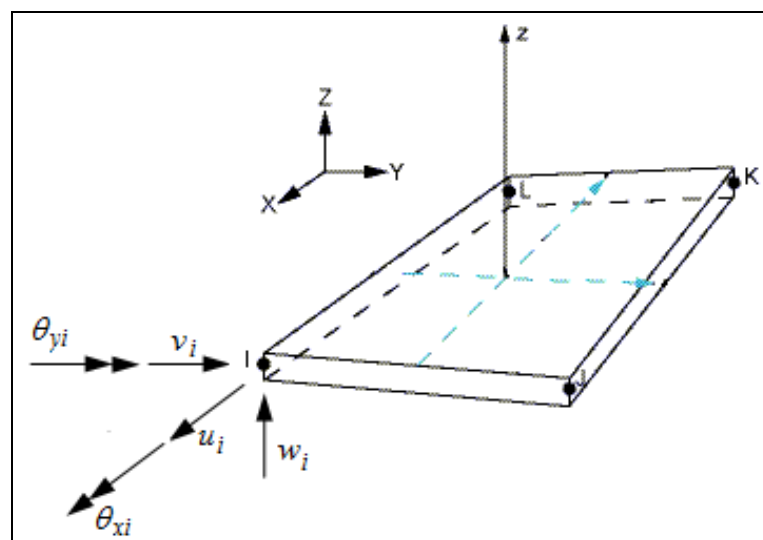


Fonte: (adaptado, ANSYS, 2014).

2.5.1.5 Elemento de casca

Os elementos de casca são gerados por uma superposição dos elementos de placa com o estado plano de tensões. Estes elementos de casca conseguem representar flexão e cisalhamento. A Figura 28 ilustra o elemento e suas características.

Figura 28 - Representação do elemento de casca.



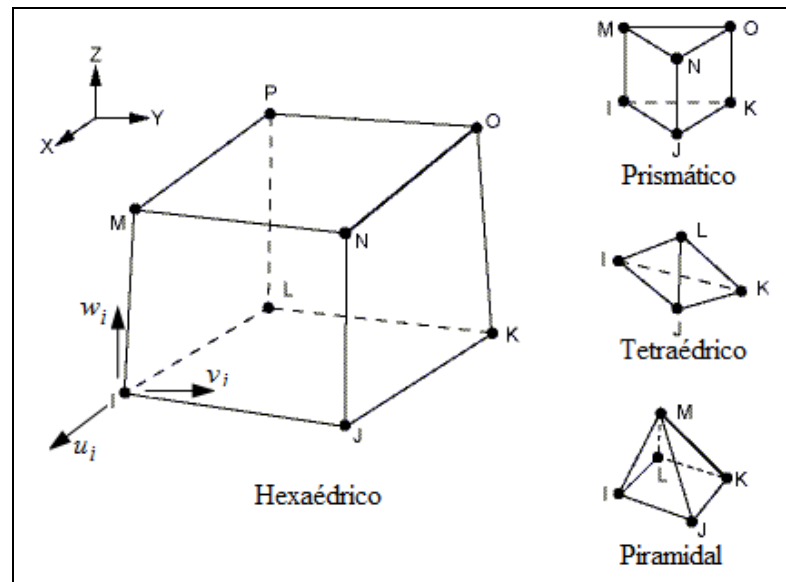
Fonte: (adaptado, ANSYS, 2014).

2.5.1.6 Elemento sólido

Estes elementos tridimensionais são os mais complexos dentre todos. Resolver um problema analiticamente utilizando elementos sólidos é inviável, pois necessita de muito tempo, sendo necessário resolver muitas equações. Por isso, quando é imprescindível o uso desse elemento, são empregados softwares computacionais para obter a solução.

Os elementos sólidos, mostrados na Figura 29, podem ser hexaédricos, tetraédricos, prismáticos e piramidais e a quantidade de nós em um único elemento pode variar de acordo com a necessidade. Cada nó possui três graus de liberdade que são os deslocamentos nas três direções do espaço.

Figura 29 - Representação dos elementos sólidos.



Fonte: (adaptado, ANSYS, 2014).

2.5.2 Etapas do MEF

Para o cálculo de qualquer peça utilizando o Método dos Elementos Finitos, é necessário seguir alguns passos básicos. Esse procedimento é também utilizado nos softwares. Conforme Oliveira (2007), são seis procedimentos que devem ser seguidos:

1) Discretizar o domínio

Nesta primeira etapa deve ser feita a divisão em elementos, localização e numeração dos pontos nodais e especificar suas coordenadas. A discretização depende do tipo de elemento que está utilizando.

2) Formulação do problema

A partir das variáveis físicas do elemento, deve ser especificada as equações para fazer as aproximações, para minimizar o erro da solução. As funções de aproximações mais comuns são polinômios. Dependendo do grau desse polinômio, é definido o número de graus de liberdade do elemento, pois quanto maior o grau maior será o número de nós.

3) Gerar o sistema de equações do elemento

Após especificação das equações, faz-se a montagem do sistema de equações em função dos deslocamentos nodais. A matriz de rigidez e o vetor de ações externas em cada elemento, são gerados nesta etapa.

4) Montagem das equações a nível global

É feita a união das matrizes e vetores de cada elemento, gerando um sistema de equações globais. Neste passo também é feita a aplicação das condições de contorno.

5) Resolver o sistema de equações

Com a consideração das condições de contorno do problema, resolve-se o sistema matricial utilizando iteração ou solução direta.

6) Cálculo das quantidades de interesse

Também conhecido como pós-processamento, deve ser extraído os efeitos de importância para a avaliação dos mesmos. Para isso, são feitos gráficos, tabelas, entre outros, para facilitar na interpretação e visualização dos resultados.

2.6 ANÁLISE ESTÁTICA E DE FADIGA UTILIZANDO ANSYS

Conforme já mencionado anteriormente, devido à complexidade da estrutura avaliada, é praticamente impossível obter resultados de forma analítica. Por isso, se faz necessário o uso

de um programa capaz de gerar resultados para análise estática e principalmente de fadiga. O programa Ansys Workbench se encaixa nestas características e possui grande confiabilidade no meio industrial e acadêmico. Ele é capaz de fazer diversos tipos de análises, como estática, modal, harmônica, dinâmica transiente e explícita, espectral e flambagem. Neste trabalho será utilizado apenas a análise estática e uma extensão chamada “fatigue tool” para a avaliação da vida em fadiga.

2.6.1 Pré-processamento

Inicialmente, o modelo é importado de outro software ou feito no próprio Ansys. Em seguida é necessária a definição alguns valores relacionados com características e tipo de materiais utilizados, interferência entre peças, tamanho de elemento adequado, carregamentos e condições de contorno. Tais variáveis serão descritas a seguir.

Todos os procedimentos desta etapa são de extrema importância para a obtenção de resultados coerentes com a realidade, a fim de representar o estado de tensões e deformações, e chegar à vida em fadiga de todo o conjunto.

2.6.1.1 Propriedades mecânicas

Para o cálculo de tensão e deformação feito pelo programa, é necessário inserir valores reais das propriedades mecânicas dos materiais dos componentes avaliados, como o módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, densidade, tensão de escoamento, entre outros. Além disso, para análise de fadiga, deve-se incluir o comportamento da vida em fadiga de cada material utilizado, através da inserção de uma tabela de pontos da curva S-N.

2.6.1.2 Contatos

Quando a estrutura é composta de diversas peças deve-se atentar para a conexão entre elas, principalmente quando um membro ligado a outro possui movimentos entre si. Atento a isso, o software possui cinco tipos diferentes de contato para representar as ligações mais comuns existentes.

1) “Bonded”

Como o próprio nome já diz, este tipo de contato linear (quando as dimensões do contato não se alteram) é utilizado quando duas partes estão “coladas”. A união é rígida, não há separação ou deslizamento entre as áreas de contato.

2) “No Separation”

As características deste contato são parecidas com aquelas descritas para o tipo “bonded”. Não há separação da ligação, contudo, são permitidos pequenos deslizamentos.

3) “Frictional”

Neste tipo de contato é possível inserir um coeficiente de atrito para representar o deslizamento entre peças. O programa determina uma tensão de cisalhamento limite, quando é extrapolada, ocorre o deslizamento das áreas de contato. Nesse contato, há mudanças dimensionais das superfícies unidas e, portanto é não linear.

4) “Frictionless”

O contato “sem atrito” impede a penetração entre corpos, ou reconhece a compressão. Mas, as peças podem se distanciarem (pressão normal igual a zero) ou deslizarem entre si sem nenhum impedimento (coeficiente de atrito zero). Este tipo de contato é muito instável, sendo necessário o uso de restrições adequadas para seu funcionamento.

5) “Rough”

Este tipo de contato utiliza um fator de atrito infinito, ou seja, não ocorre deslizamento entre as faces de contato. Neste caso, a separação também será permitida.

Vale destacar que o programa reconhece os contatos automaticamente, e como padrão impõe o tipo “bonded” em todos eles, cabe ao usuário avaliar se há necessidade de alteração ou inclusão manual de algum contato, além de mudança do tipo.

2.6.1.3 Malha

Um dos principais parâmetros para alcançar resultados satisfatórios no MEF é a qualidade da malha. Por isso, o programa possui diversos métodos e formas para a correta

discretização do modelo, assim, é possível fazer a inserção manual e escolher variáveis para facilitar e melhorar todo este procedimento. As principais variáveis do Ansys são:

Tamanho de elemento: O software permite a seleção de volumes, áreas ou linhas para definir o tamanho de elemento que o usuário desejar.

Tipo de elemento: É possível definir a forma geométrica dos elementos (dependendo da geometria das peças do modelo), como tetraédrica, hexaédrica, entre outros.

Refinamento: Existem diversas maneiras para realização de refinamentos em regiões de interesse, é possível também escolher diferentes graus para refinamento. Quando a malha é refinada, os resultados são mais precisos.

Esta é a fase que despende maior quantidade de tempo, pois para conseguir uma malha de qualidade é necessária a ocorrência da convergência dos resultados. Ou seja, após gerar resultados com a primeira malha, é recomendado refinar a mesma em zonas de interesse e fazer todo processo novamente, quantas vezes forem necessárias, até que os resultados confluem a um valor que não sofrerá mais alterações com mudança da malha.

2.6.1.4 Parâmetros para análise estática

O Ansys possui uma grande quantidade de variáveis para simular apropriadamente o comportamento do conjunto. Tais parâmetros (os carregamentos e condições de contorno) devem ser inseridos de maneira correta no modelo em Elementos Finitos. E, para isso, é necessário conhecer completamente o funcionamento da estrutura a ser analisada.

As variáveis de carregamento mais utilizadas são a aceleração da gravidade, rotação, forças pontuais ou distribuídas (em qualquer direção e sentido), pressão, e outros. Para as condições de contorno existem restrições em qualquer direção, restrições que representam apoio às cargas compressivas somente e suportes cilíndricos (restringe qualquer movimento radial ou tangencial ou axial).

2.6.1.5 Parâmetros para análise de fadiga

Para a avaliação correta de fadiga feita pelo programa, é preciso definir alguns parâmetros que irão influenciar diretamente nos resultados.

1) Material

Definição do fator de correção total de redução da resistência (multiplicação de todos os fatores de cada efeito).

2) Carregamento

A escolha do tipo de carregamento da simulação é feita através desse parâmetro. É possível definir carregamentos alternados, repetidos e pulsantes. Desde carregamentos simples, mais raros na prática, como esforços axiais puros ou flexão pura (uniaxiais), até casos mais complexos, onde há tensões normais em todos os eixos, combinadas com tensões de cisalhamento (multiaxial). É possível também definir o fator de escala, para eventos onde o carregamento de fadiga não tem mesma intensidade do carregamento estático.

3) Tipo de análise, teoria aplicada e componente de tensão

Neste item é feita escolha do tipo de análise a ser feita, tensão-vida ou deformação-vida. Além disso, faz-se necessário a seleção do tipo de teoria a ser utilizada (Goodman, Soderberg e Gerber). E finalmente, pode-se definir a componente de tensão para a transcrição dos resultados, sendo a mais como a tensão equivalente de Von Mises.

4) Sistema de unidades

As unidades disponíveis para a impressão dos resultados são os ciclos, blocos, segundos, minutos, horas, dias, meses, ou qualquer outro relacionado à vida.

2.6.2 Pós-processamento

O software fornece uma grande variedade de resultados na avaliação estática e fadiga. Os resultados mais esperados para análise estática são as deformações (em qualquer direção), tensões (de todos os tipos) e reações (nas restrições). Agora, informações como vida, dano, tensão alternada, coeficiente de segurança, são oriundos da análise de fadiga. Todos os valores, independentemente do tipo de análise, são representados por figuras, gráficos e tabelas, e podem ser concebidos em cada peça separadamente ou em todo conjunto.

Nesta etapa também é necessário certo conhecimento para interpretar os resultados, e verificar a precisão dos mesmos. Poderá, por exemplo, surgir singularidades numéricas que dificultam a análise.

3 METODOLOGIA

No rotor da UHE Foz do Areia as trincas surgiram na aranha do rotor, e por isso, será o membro mais detalhado do modelo. Os demais componentes estão presentes, e contribuem para representação mais real possível, porém com algumas simplificações. A confecção do modelo tridimensional do rotor foi feito por meio do CAD Pro-Engineer, posteriormente, o mesmo é exportado para o CAE Ansys, que fará a simulação computacional do comportamento da estrutura.

3.1 DADOS GERAIS DA USINA

Conforme já mencionado, foram utilizados os dados da UHE Foz do Areia para a confecção do modelo e avaliação da vida em fadiga do rotor do hidrogerador.

A hidrelétrica está localizada no município de Pinhão, a 240 km de Curitiba, no estado do Paraná, é também conhecida pelo nome de Usina Governador Bento Munhoz da Rocha Netto. Possui quatro unidades geradoras, com uma potência total máxima de 1.674 [MW]. As obras na hidrelétrica foram iniciadas em 1975, e após cinco anos a UG1 começou a operar.

As características operacionais do hidrogerador estudado são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Dados gerais do gerador.

Potência aparente nominal	415.000,0	[kVA]
Potência aparente máxima	465.000,0	[kVA]
Fator de Potência	0,9	[-]
Tensão	16.500,0	[v]
Frequência	60,0	[Hz]
Rotação síncrona	128,6	[rpm]
Rotação de disparo	246,9	[rpm]
Diâmetro do rotor	11.542,0	[mm]
Número de pólos	56,0	[-]
Início de operação UG1	1980	[-]
Início de operação UG4	1982	[-]

3.2 MODELO E MATERIAIS

3.2.1 Materiais

Os materiais utilizados no rotor da UHE de Foz do Areia, assim como as propriedades mecânicas de cada um, são descritos na Tabela 4.

Tabela 4 - Materiais.

Componente	Material	Limite de escoamento [MPa]	Limite de ruptura [MPa]
Eixo Inferior	Aço ASTM 668 - D	260,0	517,0
Eixo Superior	Aço ASTM 668 - D	260,0	517,0
Aranha (braços, discos e reforços)	Aço ASTM A-36	250,0	400,0
Aranha (cubo)	Aço ASTM A-516 Gr. 70	260,0	485,0
Chapas da Coroa	Importada (stahl blech)	450,0	690,0
Chapas do núcleo do Pólo	Importada (QC)	290,0	400,0

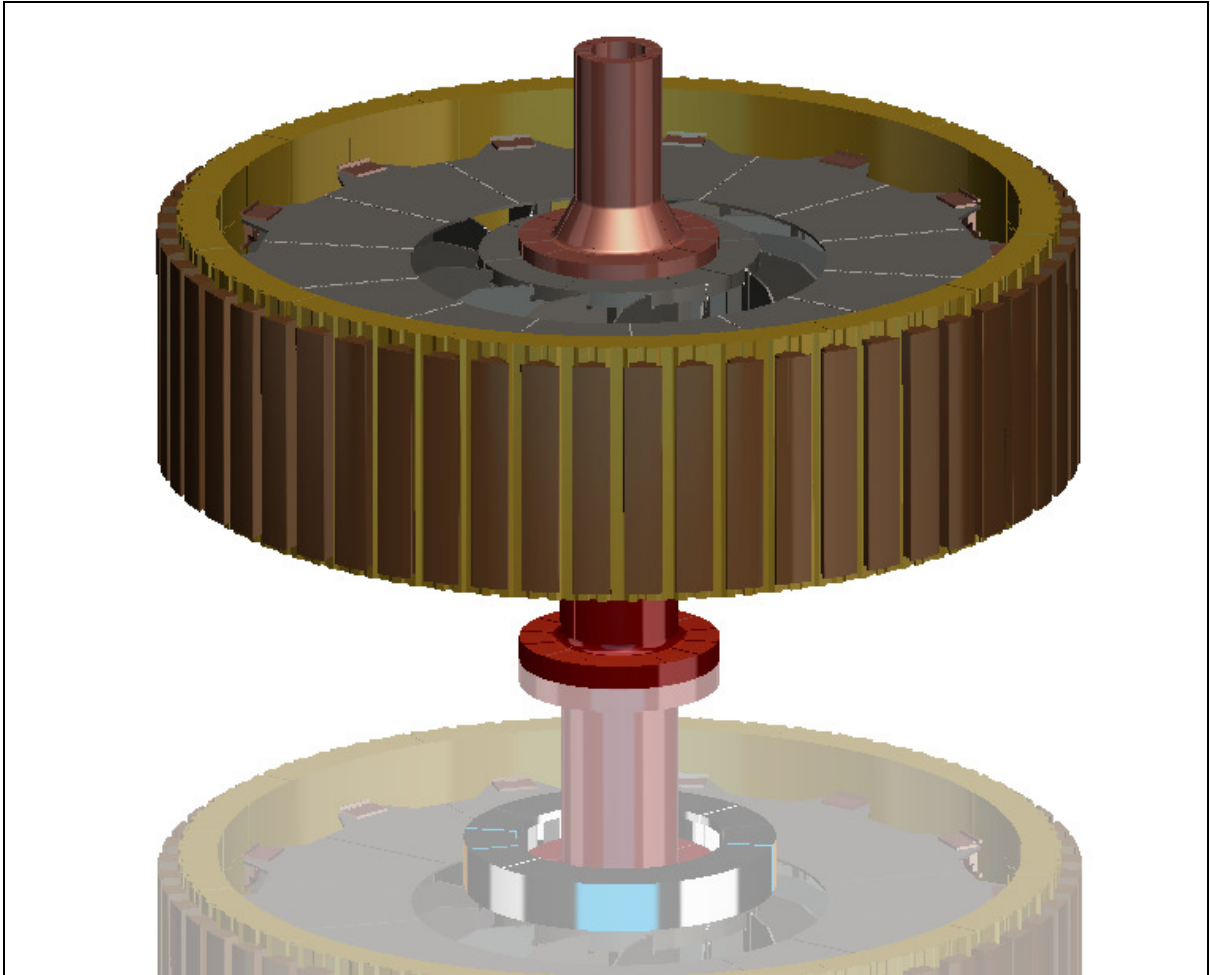
3.2.2 Modelagem tridimensional

Para a avaliação detalhada do rotor, é necessário primeiramente de um software com capacidade de representar bem a geometria e que possua uma boa interação com o programa de simulação numérica em elementos finitos (Ansys). Por isso, o CAD utilizado foi o Pro-Engineer. Este software permite fazer projetos tridimensionais complexos com uma interface amigável.

A principal vantagem deste programa é sua associatividade, em outras palavras, ele é capaz de vincular todas as dimensões de cada peça do projeto. Uma mudança de espessura numa determinada chapa, por exemplo, incide de forma automática sobre as outras peças, acompanhando a alteração. Além disso, após os cálculos no CAE, se for necessário uma mudança de geometria, é possível fazê-la no Pro-Engineer e carregar no Ansys sem perder os carregamentos e condições de contorno. Essa prática é fundamental para evitar trabalhos dobrados e ganhar tempo.

Com os dados geométricos dos componentes do rotor da UHE Foz do Areia, foi possível fazer o modelo apresentado na Figura 30.

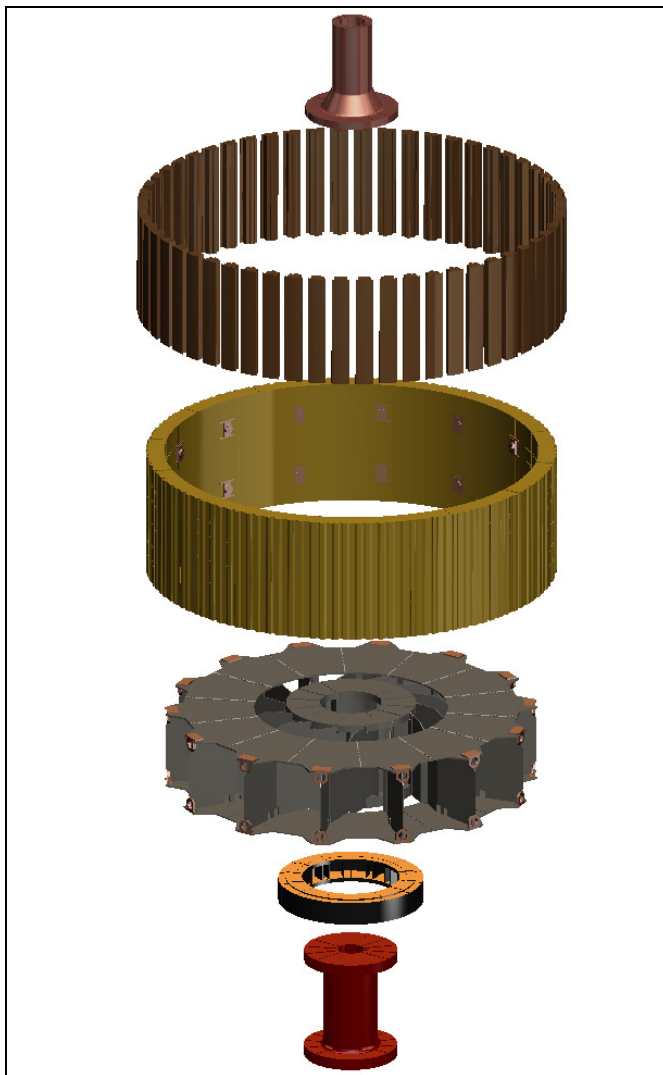
Figura 30 - Modelo do rotor completo.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

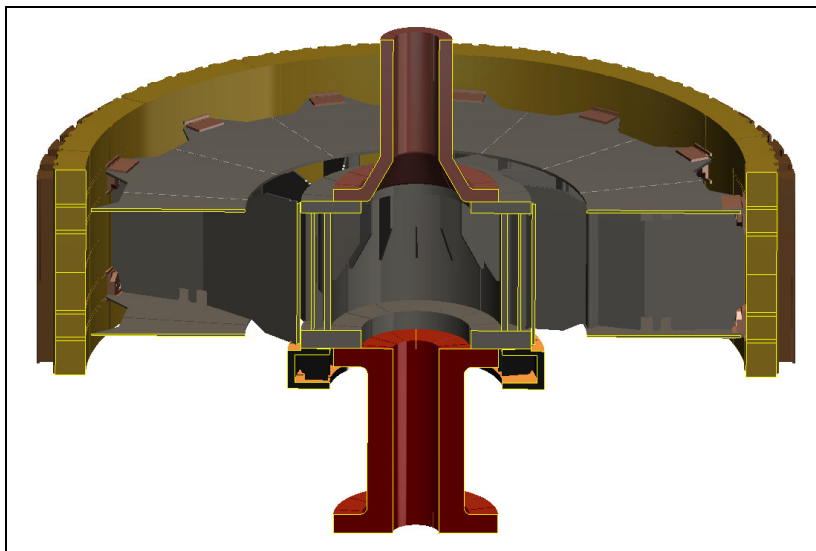
Para uma melhor visualização do modelo do rotor e suas peças, a Figura 31 e a Figura 32 apresentam, respectivamente, uma vista explodida dos membros e um corte da estrutura completa.

Figura 31 - Vista explodida do modelo.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

Figura 32 - Modelo completo - Corte.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

Os componentes modelados contribuem de alguma forma com todo conjunto sendo, portanto, imprescindíveis para a correta avaliação dos resultados.

3.3 CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO

A verificação do comportamento mecânico do rotor é feito através das tensões de Von Mises que representam o estado tri-axial de tensões, ou seja, levando em consideração todas as tensões atuantes; primárias, secundárias e de pico.

As análises de tensões primárias, tensões secundárias e de fadiga serão feitas em conformidade com os critérios definidos no código ASME (2013). A Tabela 5 mostra o critério para cada tipo de tensão em condições normais de operação.

Tabela 5 - Critérios de tensão.

Tipo tensão	Critério
Pm	$S_{adm} = \text{mínimo entre } \left(\frac{S_{ut}}{2,4}, \frac{S_y}{1,5} \right)$
Pl+Pb	$1,5 S_{adm}$
Pl+Pb+Q	$\begin{cases} \frac{S_y}{S_{ut}} > 0,7 \Rightarrow 3S_{adm} \\ \frac{S_y}{S_{ut}} \leq 0,7 \Rightarrow \max(3S_{adm}; 2S_y) \end{cases}$
Pl+Pb+Q+F	Análise de fadiga ⁴

A tensão primária é uma tensão normal ou de cisalhamento desenvolvida pelos carregamentos impostos para satisfazer as leis básicas de equilíbrio entre forças internas, externas e momentos aplicados. Tensões que excedam o limite de escoamento do material resultarão em falha da estrutura ou pelo menos uma grande distorção permanente do componente em questão. As tensões primárias são divididas em membrana geral, membrana local e flexão. A tensão primária de membrana geral (Pm) é a tensão superficial ao longo da seção transversal, causada por esforços distribuídos, por exemplo uma pressão interna. A tensão primária de membrana local (Pl) é originada através do valor médio ao longo da

⁴ Para os casos em que a tensão seja classificada como tensão de pico, conforme ASME (2013), deve ser realizada uma análise de fadiga a fim de verificar o dano à estrutura devido à ação cíclica deste tipo de tensão durante a vida útil do componente.

espessura de uma seção. A tensão primária de flexão (Pb) é a tensão devido à flexão ao longo da seção transversal.

Tensões secundárias (Q) são tensões normais ou tensões de cisalhamento desenvolvidas por restrições das partes adjacentes ou por auto restrição de uma estrutura. Escoamento local e pequenas distorções podem satisfazer as condições que causam tensões secundárias e não se espera falha da estrutura devido a tensões secundárias. Tensões secundárias são localizadas e só existem quando há tensões primárias.

A característica básica das tensões de pico (F) é não causar quaisquer distorções apreciáveis. A tensão de pico é repreensível apenas como uma possível fonte de falhas por fadiga. Concentração de tensão e regiões de descontinuidade estrutural são exemplos desta categoria.

Assim, aplicando a Tabela 5 para cada membro do rotor, são obtidas as tensões admissíveis, mostradas na Tabela 6.

Tabela 6 - Tensões admissíveis.

Componente	Pm [MPa]	Pl+Pb [MPa]	Pl+Pb+Q [MPa]
Eixo Inferior e superior	173,3	260,0	520,0
Aranha (braços, discos e reforços)	166,7	250,0	500,0
Aranha (cubo)	173,3	260,0	520,0
Chapas da Coroa	287,5	431,3	900,0
Chapas do núcleo do Pólo	166,7	250,0	500,0

Na avaliação da vida em fadiga, para tensões caracterizadas como pico, será considerada a teoria de Goodman como critério de projeto.

3.4 CARREGAMENTOS

Uma estrutura totalmente complexa como o rotor possui uma diversidade de carregamentos, alguns mais relevantes que outros. Nos subitens a seguir serão apresentados cada carregamento e sua respectiva magnitude.

3.4.1 Pesos

3.4.1.1 Rotor do gerador

Diversas peças possuem uma interface com o rotor, e por isso é importante considerar a massa correta de cada um. A massa própria do rotor do hidrogerador é a mais significativa e é considerada no modelo através da inserção da aceleração da gravidade, e assim o próprio programa calcula este esforço. As massas de cada peça do rotor são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Massas dos componentes do hidrogerador.

Componente	Massa [kg]
Eixo Inferior	54.600,0
Eixo superior	23.700,0
Anel de escora	23.320,0
Aranha	116.900,0
Coroa	391.000,0
1 Pólo	3.512,0

3.4.1.2 Componentes rotativos da turbina

Outros dois membros cuja massa tem influência na estrutura avaliada são o rotor da turbina e o eixo da mesma. O valor total da massa do rotor da turbina somada ao seu eixo é 220.000,0 [kg].

3.4.2 Empuxo hidráulico

Outro esforço axial que deve ser considerado como carregamento é aquele decorrente da pressão do fluxo de água sob a roda da turbina, conhecido como empuxo hidráulico. Ele cria forças axiais que são transmitidas para o rotor do gerador. Quando a rotação é síncrona, o valor do empuxo hidráulico é nominal, 584.000,0 [kg]. Agora, para velocidade de rejeição de

carga, o empuxo hidráulico é máximo, situação cujo valor normal citado aumenta em torno de 20 [%] e, portanto, nessa condição o esforço será 700.800,0 [kg].

3.4.3 Rotação

A rotação da máquina incide diretamente sobre seus membros como forças centrífugas. Além disso, essa velocidade angular irá “aliviar” o esforço compressivo na junção entre aranha e coroa, fazendo este último “flutuar” (a explicação deste efeito será descrita no próximo item). Há três rotações que a unidade geradora poderá estar sujeita:

- Rotação síncrona ou nominal: 128,6 [rpm]

Esta é rotação durante o funcionamento normal do gerador. É determinada pela frequência da rede e número de pólos.

- Rotação de rejeição de carga: 141,5 [rpm]

A rejeição de carga ocorre quando há a abertura do disjuntor do gerador, ou seja, quando a rede para de consumir e o gerador mantém o fornecimento de potência. Este acontecimento é perceptível pelo regulador, que atua no controle automático da velocidade, e a mesma volta à rotação nominal.

- Rotação de disparo: 246,9 [rpm]

O valor desta rotação é uma estimativa extremamente pessimista, de uma situação rara de acontecer na operação de uma hidrelétrica. O disparo completo da unidade, quando ela atinge a rotação máxima, é uma ocasião onde a usina estaria operando na queda máxima. Nesta condição, a abertura do distribuidor não seria a máxima, o que não levaria a máquina alcançar o valor máximo de rotação. No entanto se considera, de maneira pessimista, que o distribuidor tenderia a abrir totalmente, uma vez que o controle da regulação sobre a unidade fosse perdido, o que geraria as condições teóricas para que a máquina atingisse a máxima velocidade teórica possível.

3.4.4 Esforço na junção da aranha com anel magnético

Para a montagem do rotor, é necessário submeter um esforço compressivo na junção entre aranha e coroa magnética. Para isso, são empregadas diversas formas de ajuste, no caso estudado, a união é feita com a aplicação de pré-tensão em tirantes que comprimem a junção na coroa. A finalidade é fazer a transmissão dos esforços tangenciais e unir a aranha ao anel magnético.

Quando a unidade geradora está parada, este esforço compressivo é máximo. Com o aumento da rotação, este esforço diminui, até que atinja uma rotação cuja expansão do anel magnético será suficiente para zerar esta carga de compressão. Este efeito é conhecido como flutuação da coroa magnética, pois não há mais esforço radial compressivo atuando neste componente, como se o anel magnético “desprendesse” da aranha. A velocidade que ocorre este fenômeno é diferente para cada máquina e depende de uma série de fatores para determinar seu valor. Para a UHE Foz do Areia, a rotação síncrona é onde ocorre este efeito. Durante a montagem, a carga de compressão é 28.000,0 [kg] em cada um dos quatro pontos de aplicação.

3.4.5 Torque magnético

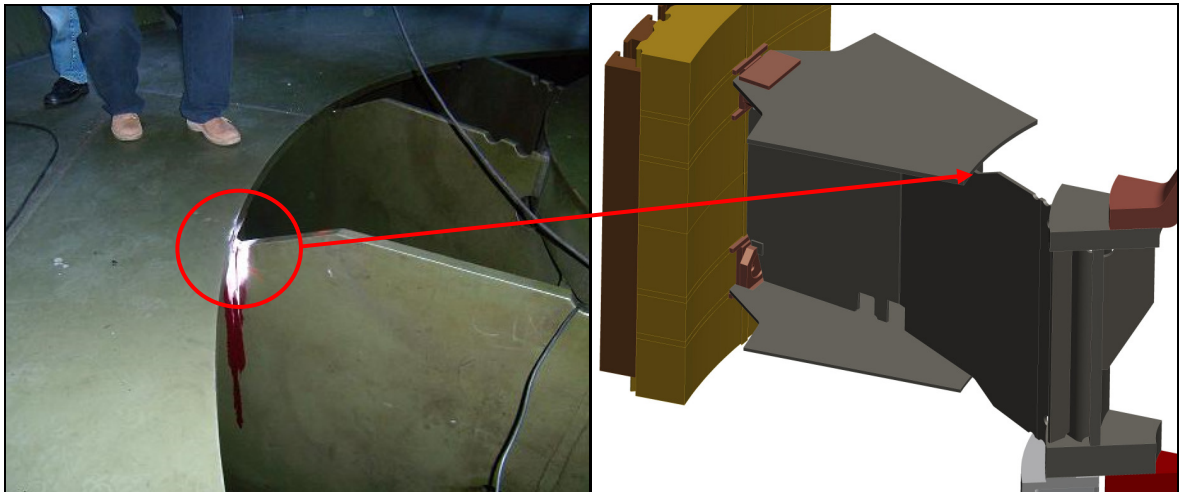
Durante o processo de transformação de energia, há o surgimento de torque magnético, devido à tentativa de alinhamento dos campos magnéticos de cada pólo. Este torque tem magnitude correspondente à potencia nominal e sempre será contrário ao sentido de rotação da máquina. Seu valor é 30.816,0 [kN.m].

3.5 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

As trincas no rotor da UHE de Foz do Areia foram identificadas em 2009, já com certo avanço. Não foram feitas inspeções detalhadas antes dessa data, e por isso não se sabe ao certo quando houve o início do problema. A última máquina a entrar em operação foi a UG4, em 1982 e, como as trincas foram detectadas nas UG1, UG3 e UG4, então o início do problema surgiu com menos de 27 anos de funcionamento.

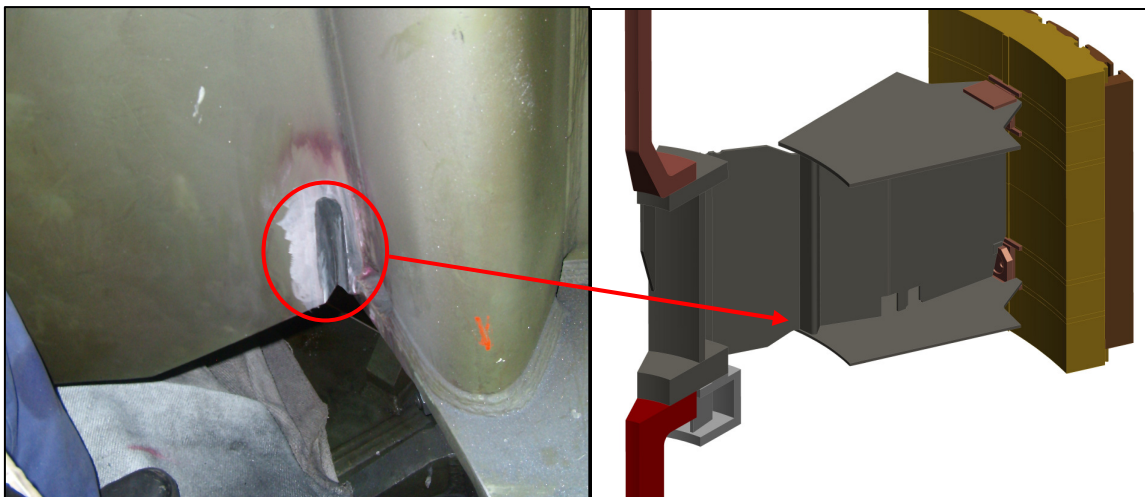
As trincas se desenvolveram em dois locais dos braços da aranha do rotor, um foi próximo à união com o disco superior, e o outro adjacente e na transição com o disco inferior. A Figura 33 mostra a trinca na região da parte superior, e a Figura 34 ilustra o dano na zona inferior.

Figura 33 - Trincas nos braços - região superior.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

Figura 34 - Trincas nos braços - região inferior.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.6 CASOS DE CARGA

Para a correta avaliação do problema em diversas frentes é necessário estabelecer casos de carga, pois a máquina estudada trabalha com diferentes carregamentos.

3.6.1 Análise estática

Para análise estática (tensões e deformações), foram considerados os seguintes casos de carga:

Caso 01 - Máquina parada (pesos e carga compressiva na coroa)

Caso 02 - Rotação nominal ou síncrona (rotação, pesos, torque e empuxo hidráulico)

Caso 03 - Rotação síncrona operação como compensador síncrono (rotação e pesos)

Caso 04 - Rejeição de carga (rotação de rejeição, pesos e empuxo hidráulico máximo)

Os casos 02 e 03 são condições de funcionamento normal, a diferença é que diariamente a unidade geradora funcionará como compensador síncrono, para controlar o fluxo de potência reativa do sistema elétrico, e assim garantir a estabilidade da tensão na faixa admissível da rede de energia elétrica. Ele opera como um motor conectado à rede sem gerar potência mecânica, com a mesma rotação. É feito o bloqueio do fluxo de água na turbina, por meio da comporta. Assim, as cargas devido ao contato da água com a turbina e torques magnéticos não estarão presentes quando a usina estiver operando como compensador síncrono.

Através de cada caso de carga apresentado, será possível avaliar o carregamento mais relevante, entre pesos, rotação, torque e empuxo. Com essa informação é feita a verificação de possíveis reparos para evitar o aparecimento de novas avarias.

A condição de rotação em disparo não será analisada, pois não possui nenhum histórico da ocorrência desse evento no hidrogerador estudado.

3.6.2 Vida em fadiga

Com base nos dados informados, serão considerados os seguintes ciclos para a avaliação da vida em fadiga:

Partida e parada de máquina (tensão alterna entre os casos 01 e 02).

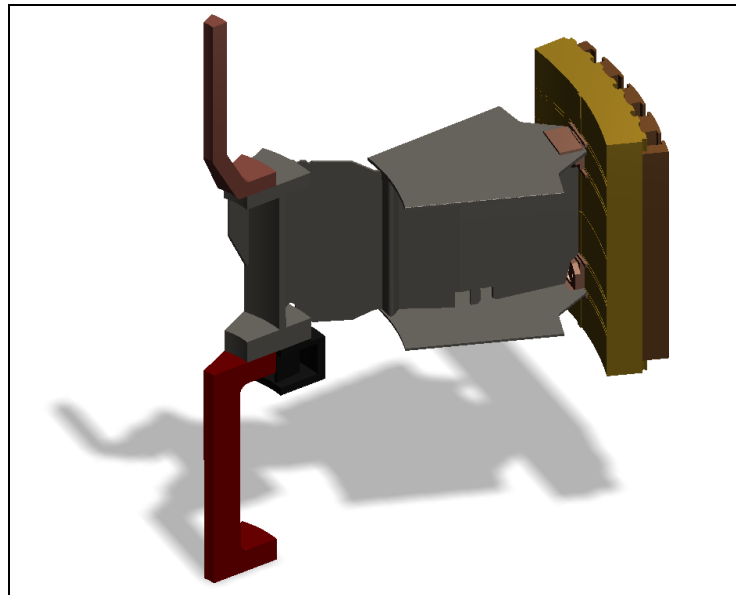
Oscilação entre condição normal e funcionamento como compensador síncrono (a tensão varia entre os casos 02 e 03).

Variação entre rotação síncrona e rejeição de carga (a tensão alterna entre casos 02 e 04).

3.7 DISCRETIZAÇÃO DO MODELO

Como as peças e carregamentos são simétricos, observou-se uma oportunidade de redução do tempo computacional da simulação. O modelo completo é extremamente inoportuno e acaba carregando demais o modelo computacional. Assim, utilizou-se somente um setor do modelo, ou 1/14 do rotor e, com o comando de simetria, foi possível obter resultados reais e com maior rapidez. Na Figura 35 é apresentado o modelo em Pro-Engineer somente de um setor.

Figura 35 - Modelo de 1/14 do rotor.

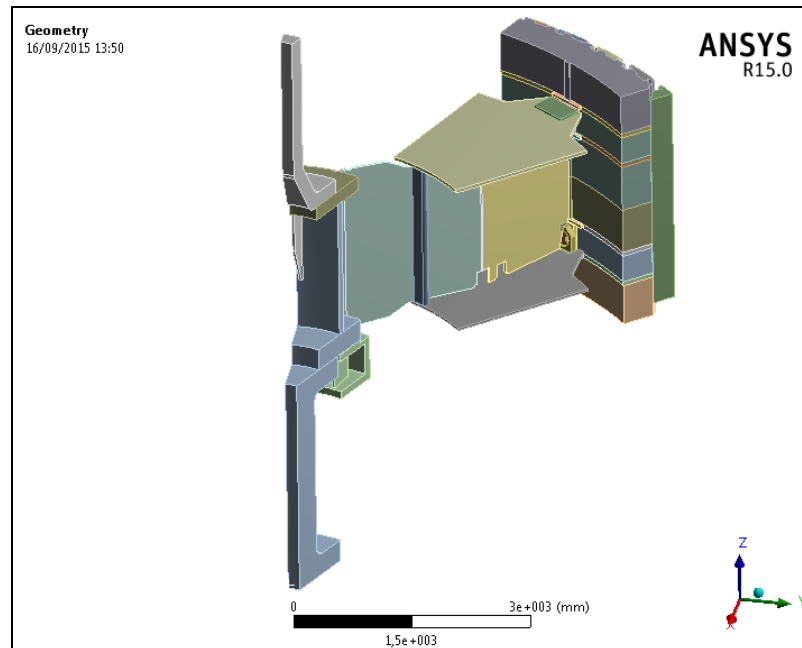


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

Toda a avaliação do rotor foi feita utilizando o programa de elementos finitos, Ansys Workbench v15.0, no módulo Structural. O software é utilizado em muitas áreas da engenharia, ele é capaz de resolver desde problemas simples até simulações de escoamento (análise entre fluido e estrutura). Além disso, o Ansys possui uma interação amigável com o usuário, onde a inserção de cargas e restrições é bastante simples e visual.

Como mencionado anteriormente, vale destacar que o Ansys possui uma interface com diversos softwares de CAD, inclusive aquele utilizado para a confecção do modelo do rotor. Por mais complexo que seja a estrutura, o programa é capaz de processar e obter resultados próximos da realidade. O modelo de um segmento carregado pelo Ansys pode ser visualizado através da Figura 36.

Figura 36 - Modelo em Ansys Workbench.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.1 Aproximações

Em alguns membros do rotor não ocorreram o aparecimento de trincas, além disso, sabe-se que não possuem altas tensões (problemas estáticos) e, portanto foram modelados com algumas simplificações para contribuir com rigidez, pesos e inércia. Sendo inviável, por exemplo, modelar o empilhamento das chapas da coroa magnética. Portanto, para esse componente, criado como um sólido, optou-se por fazer a alteração do módulo de elasticidade (rigidez) a fim de aproximar da situação real. Assim, com os dados de força centrífuga e deslocamento radial desta peça, chegou-se ao valor $E = 130.037$ [MPa].

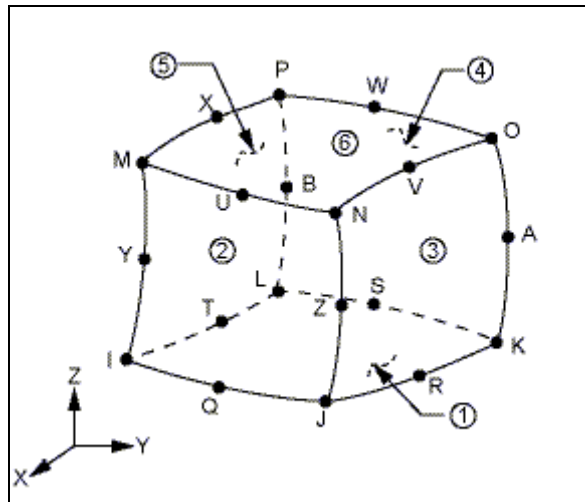
Como o problema surgiu na aranha do rotor, foram feitos refinamentos de malha somente nas zonas críticas, com tensões relativamente altas, e assim representar algo mais próximo da realidade. A utilização de muitos elementos nas outras peças do rotor, que não possuem altas deformações e tensões, como o eixo superior, eixo inferior, anel de escora, anel magnético e pólos, foram evitados para não sobrecarregar o modelo, pois nesses componentes não há problemas estruturais.

Com os refinamentos citados, em regiões de singularidades numéricas, ou seja, na intersecção do braço da aranha com os discos, foi necessária a modelagem da solda com raio de alívio para evitar o surgimento de tensões que não representam a realidade.

3.7.2 Tipo de elemento e malha

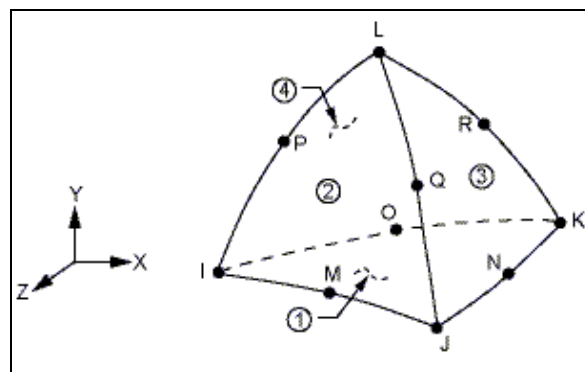
Para a análise mecânica do rotor foi utilizado o elemento estrutural SOLID186 para hexaédricos e o SOLID187 para tetraédricos (como padrão do programa). A diferença entre eles é que o primeiro é definido por 20 nós e o segundo por 10 nós. Ambos possuem com 3 graus de liberdade em cada nó: deslocamentos nas direções x, y e z. Na Figura 37 é apresentada a geometria do elemento SOLID186. Na Figura 38 é mostrada a geometria do elemento SOLID187.

Figura 37 - Geometria do elemento SOLID186.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Figura 38 - Geometria do elemento SOLID187.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Outro parâmetro importante para a confecção de uma malha com qualidade, conforme já mencionado, é o tamanho do elemento. Ele será definido a partir de testes (de convergência de malha) para obter o tamanho ideal de elemento em cada membro, impactando diretamente nos resultados.

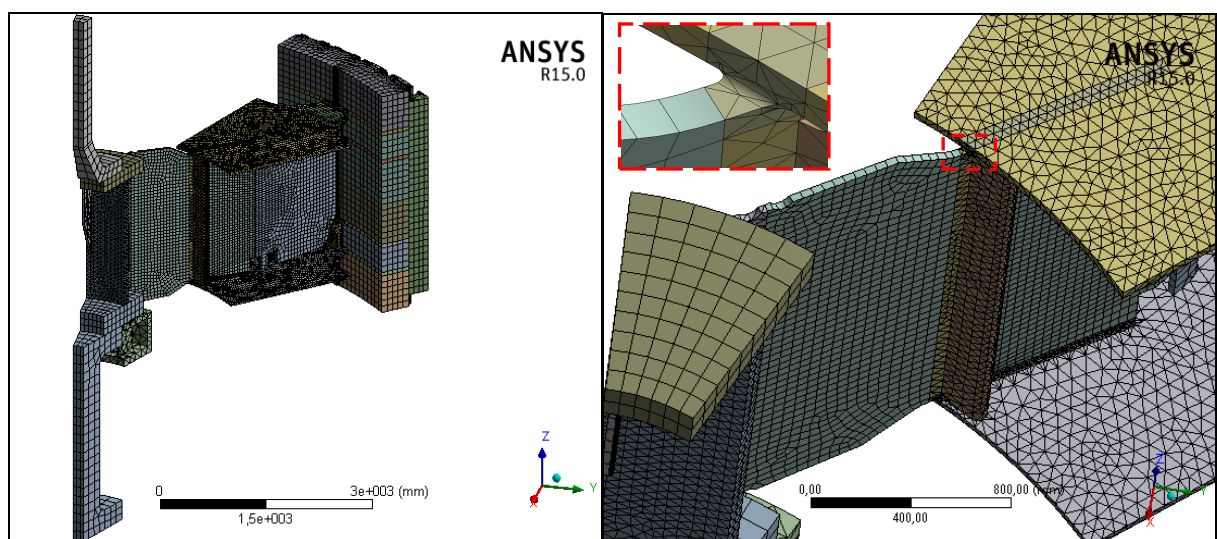
Devido às tensões serem altas em algumas regiões da aranha do rotor, foi necessário um refinamento de malha maior nessas localidades. Sem este processo, a qualidade dos elementos estaria comprometida e os resultados não representariam a realidade.

Com a avaliação de apenas um setor, a malha gerada não sobrecarregou muito o modelo, de fato que ao utilizar o refinamento, a malha torna-se um pouco mais densa, mas não suficiente para deixar o modelo sobrecarregado, devido ao mesmo ser 1/14 (simétrico). A malha sem refinamento, como primeira avaliação de convergência, pode ser observada na Figura 39, possui 61.467 elementos e 222.657 nós.

Após testes preliminares com a malha da Figura 39, detectou-se pontos críticos de tensão (por exemplo, concentração de tensão), principalmente nos braços da aranha, próximos aos discos (exatamente nos locais onde surgiram as trincas), havendo, portanto a necessidade da realização de teste de convergência. Tais regiões de interesse serão refinadas até atingir resultados que tendam para um único valor. Assim, com a ferramenta de convergência para automatizar um refinamento adaptativo disponível no CAE Ansys Workbench (o “convergence”), é possível obter a malha ideal de acordo com os critérios estabelecidos pelo usuário, evitando todo um trabalho manual dispendioso. No modelo deste trabalho foi utilizado como critério de convergência uma diferença menor ou igual a 1 [%].

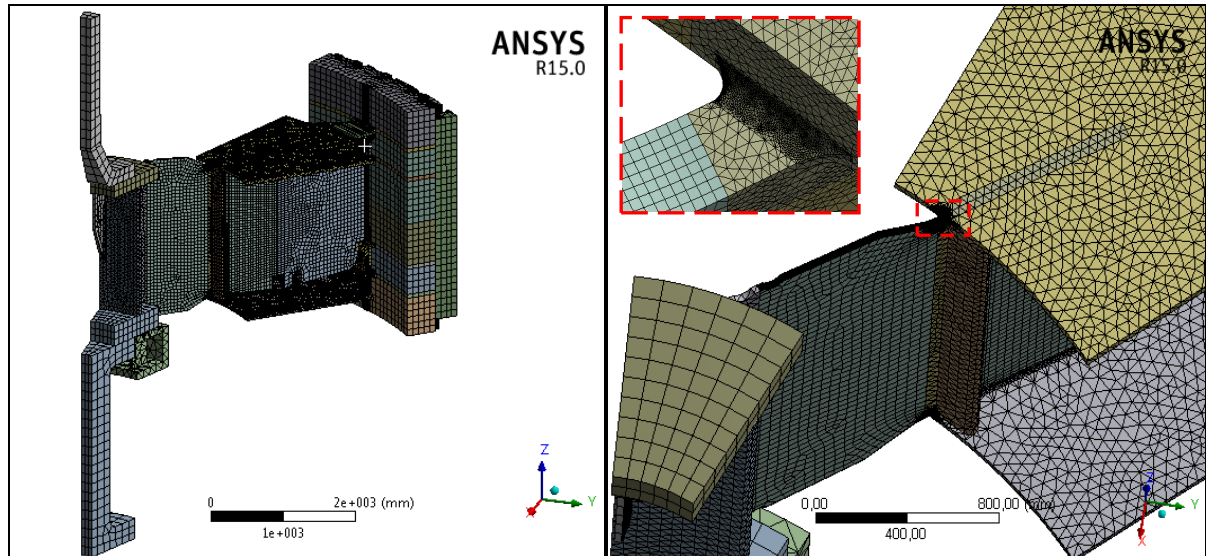
A malha refinada final, cujos resultados convergiram para um único valor, pode ser visualizada na Figura 40, com 149.589 elementos e 371.598 nós.

Figura 39 - Malha sem refinamento.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

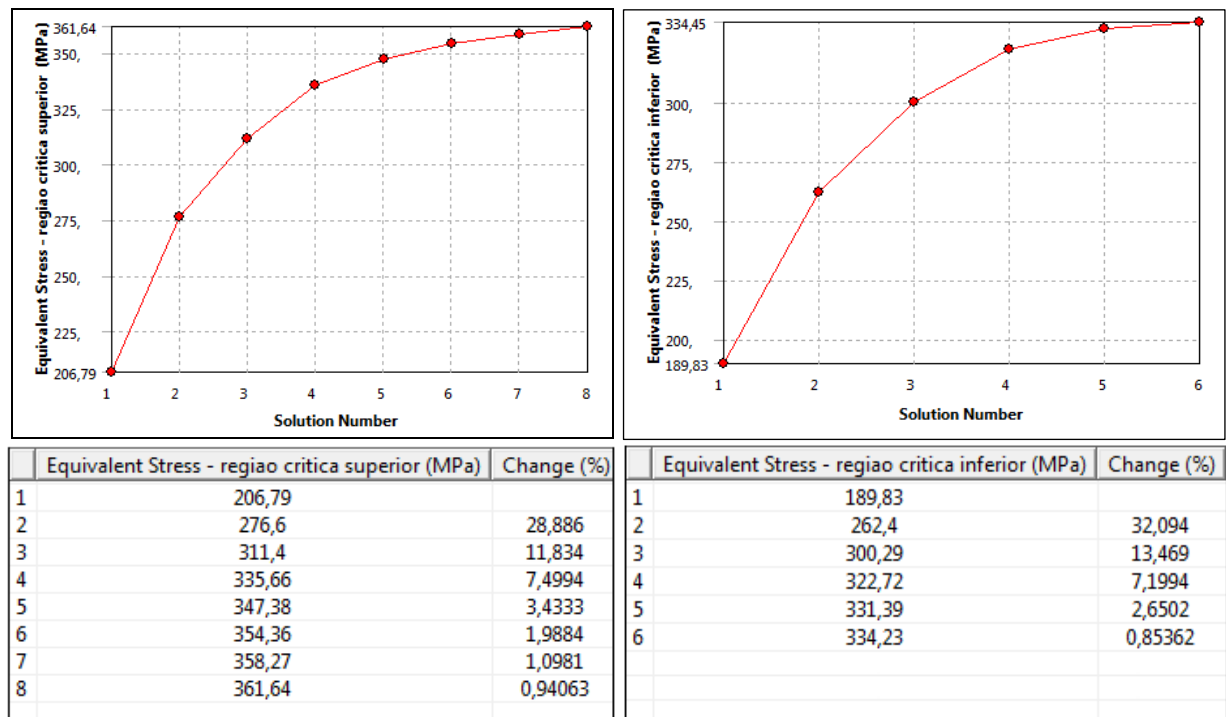
Figura 40 - Malha refinada nas regiões de interesse.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

Os gráficos da Figura 41, gerados pelo software, apresentam cada etapa realizada para diferentes tamanhos de elementos, até atingir a convergência, tanto da zona crítica superior como da região de transição inferior, com diferença menor ou igual a 1 [%]. E assim, a malha da Figura 40 é utilizada para todos os casos analisados.

Figura 41 - Convergência da malha: (a) na região superior ; (b) na região inferior.



(a)

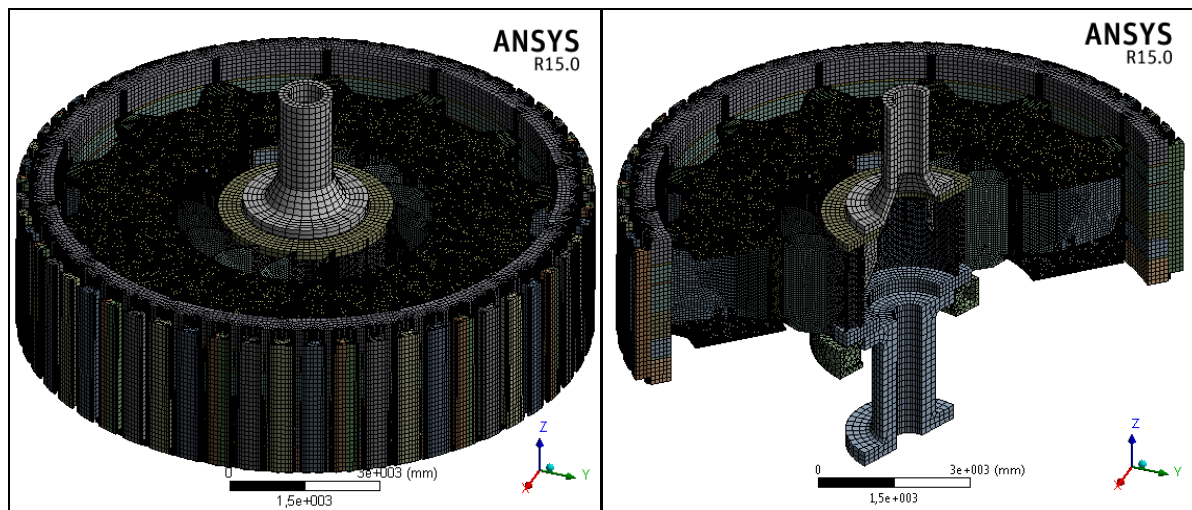
(b)

Fonte: (ANSYS, 2014).

3.7.3 Condição de simetria

Conforme citado anteriormente, a simulação numérica do modelo completo do rotor é inviável, pois aumenta demais o tempo de processamento. Por isso, sabendo-se que o software Ansys é capaz de representar e calcular um setor simplificado da estrutura que possui simetria, é utilizado o comando “coupling” para impor as condições simétricas nas áreas com essa característica. A Figura 42 expõe a representação expandida completa do setor analisado. É possível também gerar todos os tipos de resultados com essa configuração, facilitando a análise geral de toda estrutura.

Figura 42 - Visualização expandida da malha.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.4 Contatos

A presença de diversas peças para compor o rotor do gerador, produz o surgimento de interfaces que devem ser avaliadas com cuidado para não gerar erros.

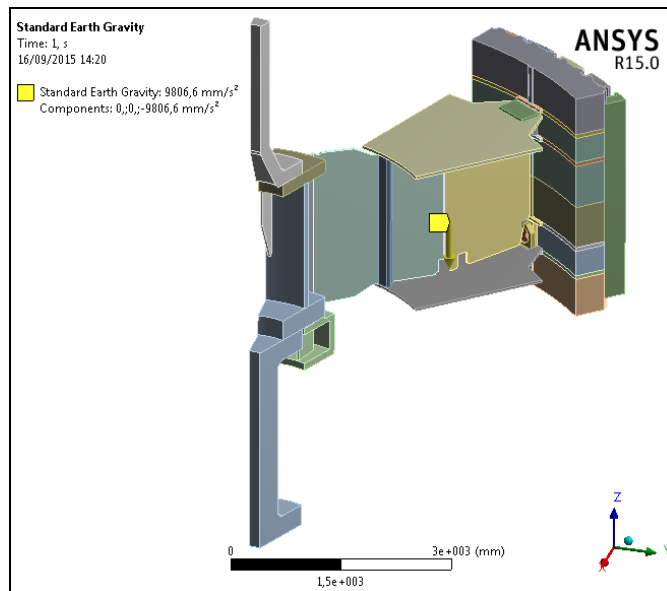
Para a análise do rotor, foram aproveitados dois tipos de contatos, o “bonded” e o “frictional”. O primeiro, para aqueles que estão rigidamente ligados, foi utilizado: nas uniões entre chapas do cubo da aranha; na ligação entre braço e cubo da aranha; nas conexões entre braço, discos e reforços; nas ligações do flange do eixo superior e inferior com cubo aranha; e nas uniões entre a coroa magnética e pólos. O outro tipo, foi empregado na ligação entre a junção da aranha e coroa magnética e, por se tratar de contato aço-aço, foi usado um fator de atrito igual a 0,2.

3.7.5 Aplicação dos carregamentos e condições de contorno

3.7.5.1 Peso próprio do rotor

Como já citado, o peso dos componentes do rotor são considerados pelo programa através da inserção da aceleração da gravidade. Esse carregamento é apresentado e visualizado no modelo conforme Figura 43.

Figura 43 - Aceleração da gravidade.

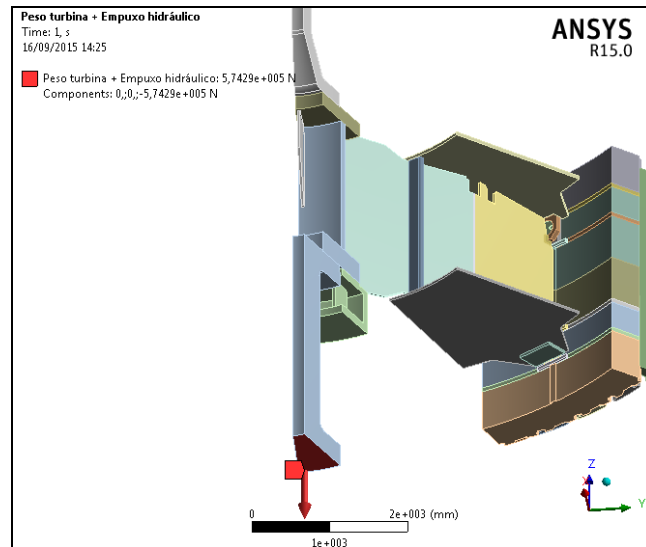


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.5.2 Carga axial dos componentes rotativos da turbina

Os membros rotativos da turbina são o rotor e o eixo da mesma. Como essas peças não são modeladas, suas massas e o empuxo hidráulico devido ao fluxo de água, são considerados no modelo através de uma força vertical atuante na face inferior do flange do eixo inferior do gerador, como apresentado na Figura 44.

Figura 44 - Carregamento axial da turbina.

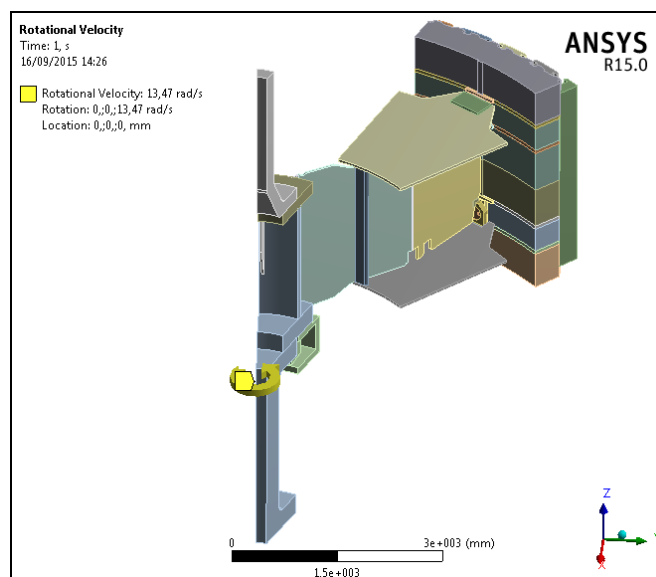


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.5.3 Força centrífuga

Com a consideração das massas de cada estrutura e respectivos posicionamentos, o programa calculará esforços centrífugos por meio da rotação. Este parâmetro é visualizado na Figura 45.

Figura 45 - Rotação.

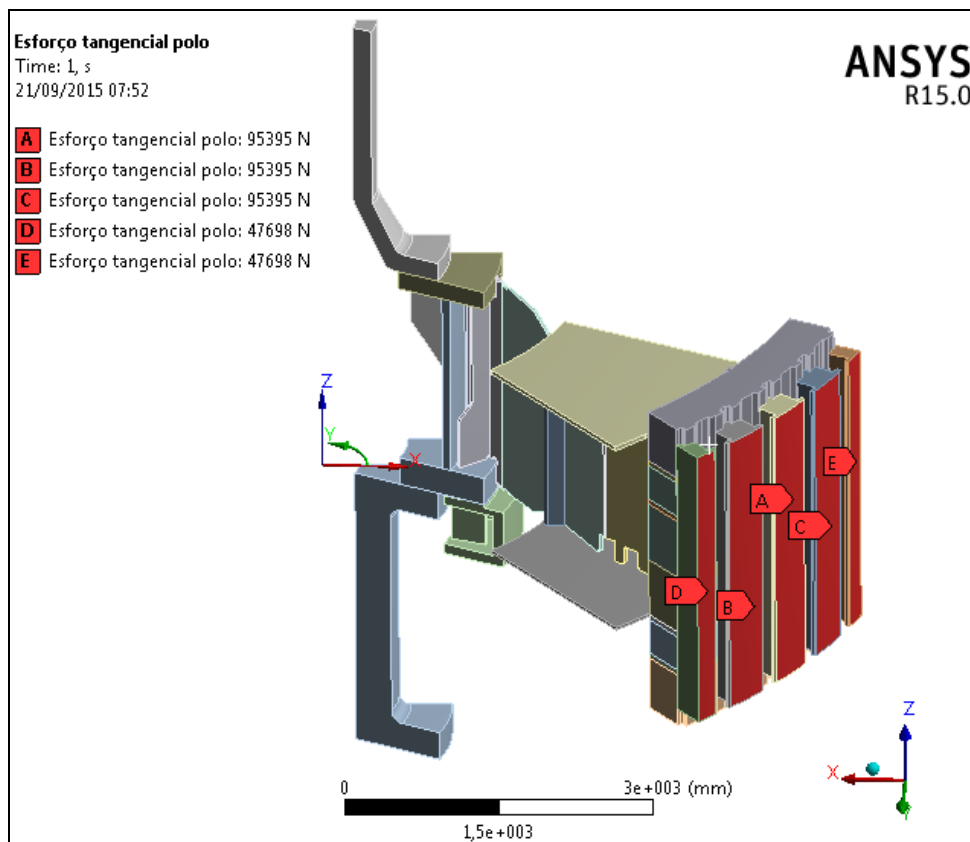


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.5.4 Esforço tangencial

O torque magnético nominal age como um esforço tangencial nos pólos. Esse carregamento só existe na condição de funcionamento normal da máquina. Ele é inserido no modelo como forças tangenciais em cada pólo, no sentido oposto ao da rotação. O valor do esforço em cada pólo é 95.395,0 [N]. A Figura 46 mostra o esforço descrito.

Figura 46 - Torque nominal.

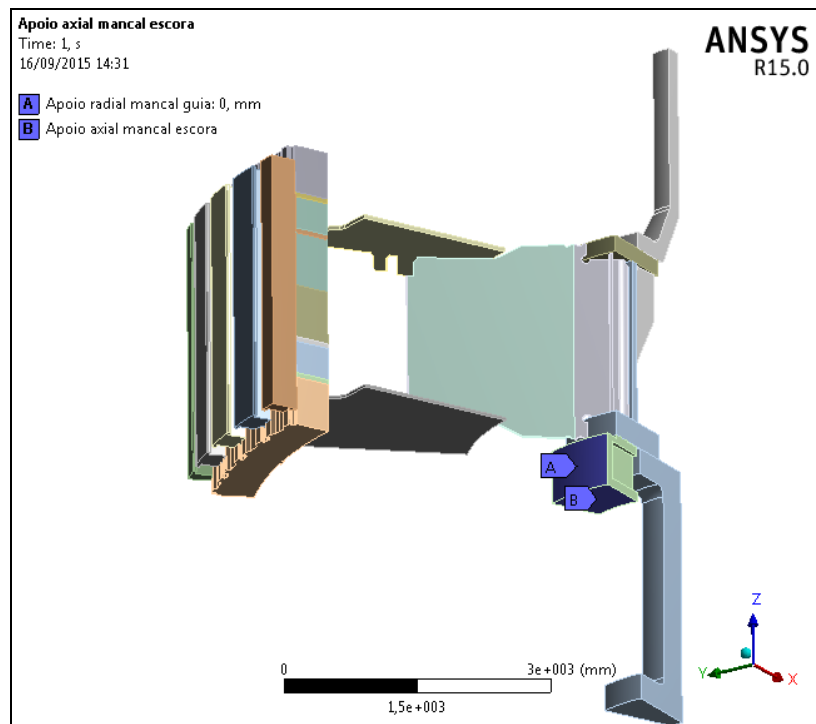


Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.5.5 Condições de contorno

Para suportar os carregamentos descritos anteriormente, foi necessário modelar o anel de escora, localizado ao lado do flange de acoplamento entre eixo inferior e aranha. Como a UHE Foz do Areia possui mancal combinado (mancal guia e escora), então os esforços radiais e axiais são transmitidos no anel de escora, onde se faz a restrição nas áreas de contato com os respectivos mancais, apoio axial representando o mancal de escora, e suporte radial representando o mancal de guia, mostrados na Figura 47.

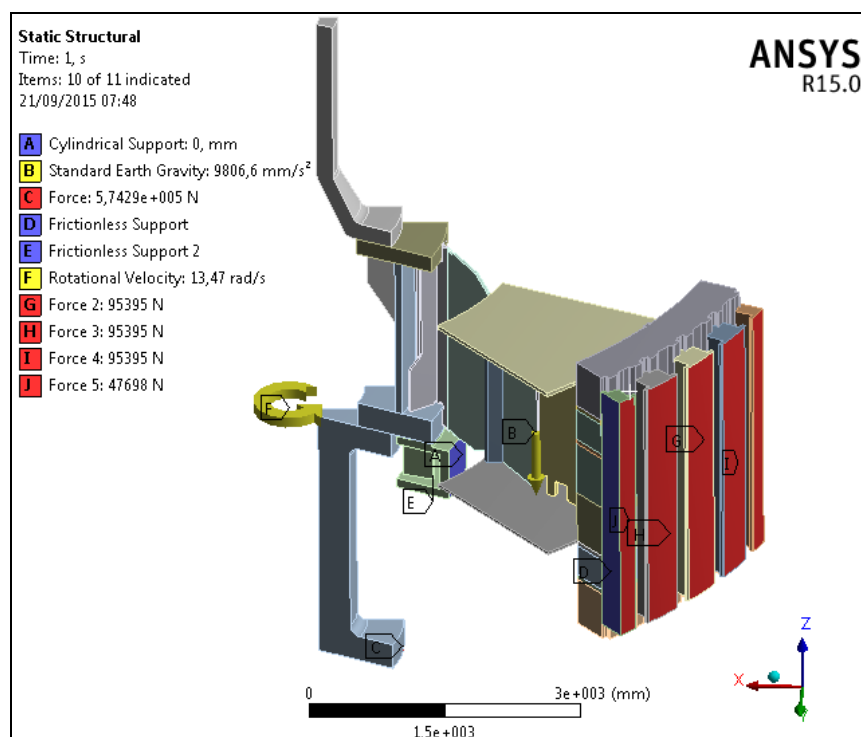
Figura 47 - Restrições.



Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

Assim, uma representação geral de todos os carregamentos para o caso de carga normal é ilustrado na Figura 48.

Figura 48 - Carregamentos e condições de contorno.



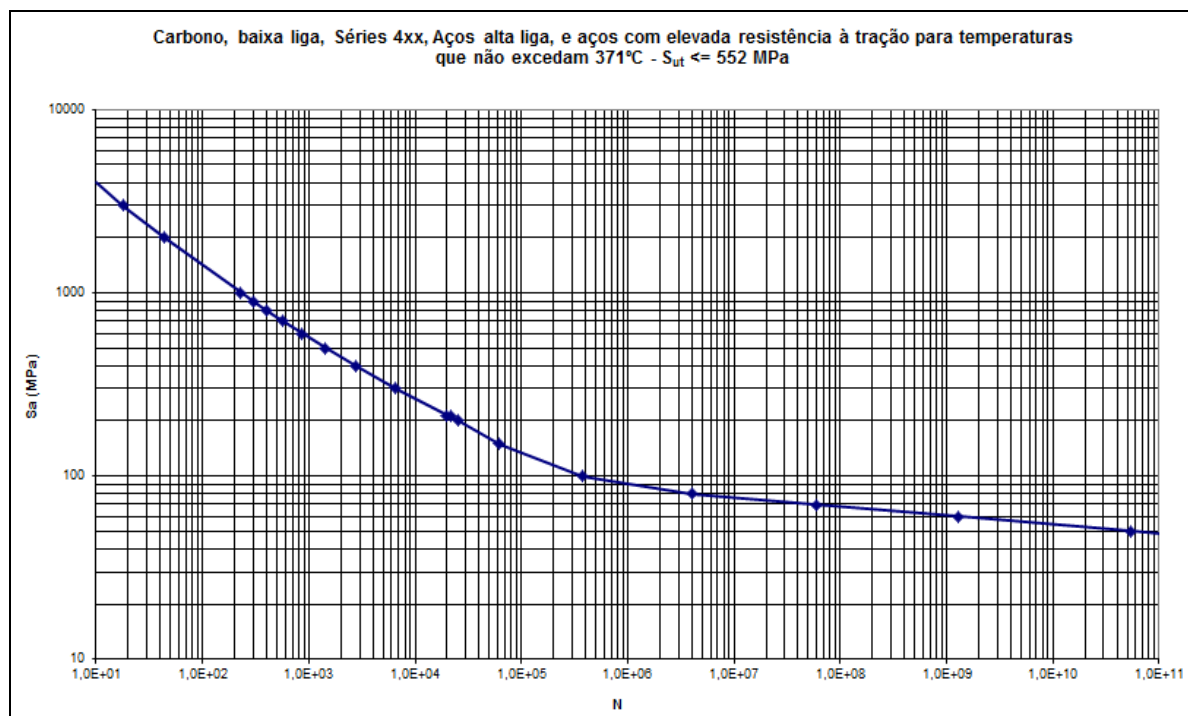
Fonte: (Elaborado pelo autor, 2015).

3.7.6 Análise de fadiga

3.7.6.1 Curva - Tensão e ciclos

Os materiais dos componentes que possuem tensões com possibilidade de falhar por fadiga possuem características semelhantes, como exemplo de uma delas é o limite de ruptura menor que 552 [MPa]. Assim nas regiões de análise de fadiga é utilizada uma curva SN comum entre as peças, apresentado na Figura 49.

Figura 49 - Curva SN dos materiais dos componentes da aranha.



Fonte: (ASME, 2013).

A partir do valor de tensão alternada obtida pelo programa Ansys, em cada ponto de interesse, é possível obter o número de ciclos por meio da curva SN e, conseqüentemente o tempo de vida em fadiga.

3.7.6.2 Fatores de correção

Os valores dos fatores de correção utilizados para a análise de fadiga, para cada situação, são apresentados a seguir.

- $C_{\text{carreg}} = 1$ para todos os componentes, pois estão sujeitos à flexão e torção.
- $C_{\text{tamanho}} = 0,908$ nos dois pontos críticos de máxima tensão (região das trincas).

Calculado com diâmetro equivalente.

- $C_{\text{superf}} = 0,781$ os braços e discos possuem mesmo acabamento (são laminados).
- $C_{\text{temp}} = 1$ todos os membros possuem baixa temperatura de trabalho.
- $C_{\text{conf}} = 0,753$ todos componentes considerou-se uma confiabilidade de 99,9 [%].

Assim, o fator de correção total que deverá ser inserido no programa de simulação numérica é 0,53.

3.7.6.3 Carregamento, tipo de análise e teoria aplicada

Como já mencionado, é necessário informar ao programa de simulação numérica alguns parâmetros para obter resultados condizentes com o que ocorre na prática. Por isso, devido à complexidade do problema, com esforços atuando em várias direções (multiaxialidade) e com as direções principais do tensor de alternadas variáveis, caracterizando a não proporcionalidade, considerou-se o tipo de carregamento “Non-Proportional” no Ansys. Além disso, o tipo de análise utilizada é Tensão-vida e a teoria de Goodman como critério para correção das cargas médias.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

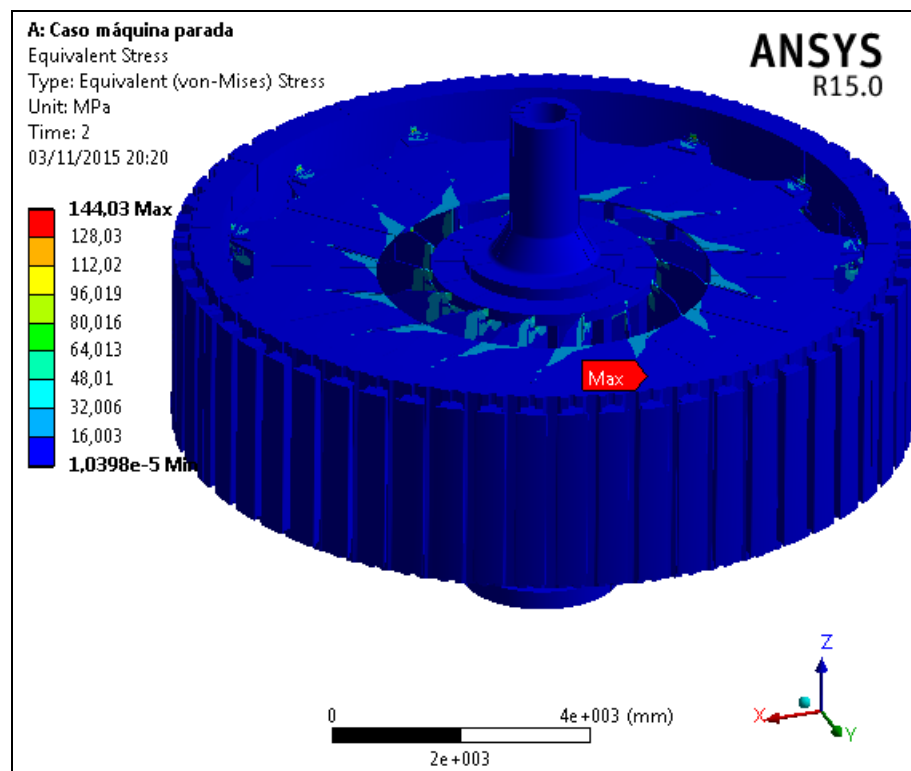
4.1 ANÁLISE ESTÁTICA

Neste item serão apresentados os resultados de tensões e deformações em todo o rotor estudado para cada caso de carga. As tensões que melhor simbolizam todos os efeitos são as tensões equivalentes de Von Mises, elas representam o estado tridimensional de tensões ou tensões combinadas, o que significa que as tensões apresentadas devem ser classificadas para análise e em função de seu tipo e criticidade.

4.1.1 Caso 01 - Máquina parada

A Figura 50 mostra o estado de tensão em toda a estrutura.

Figura 50 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 01.

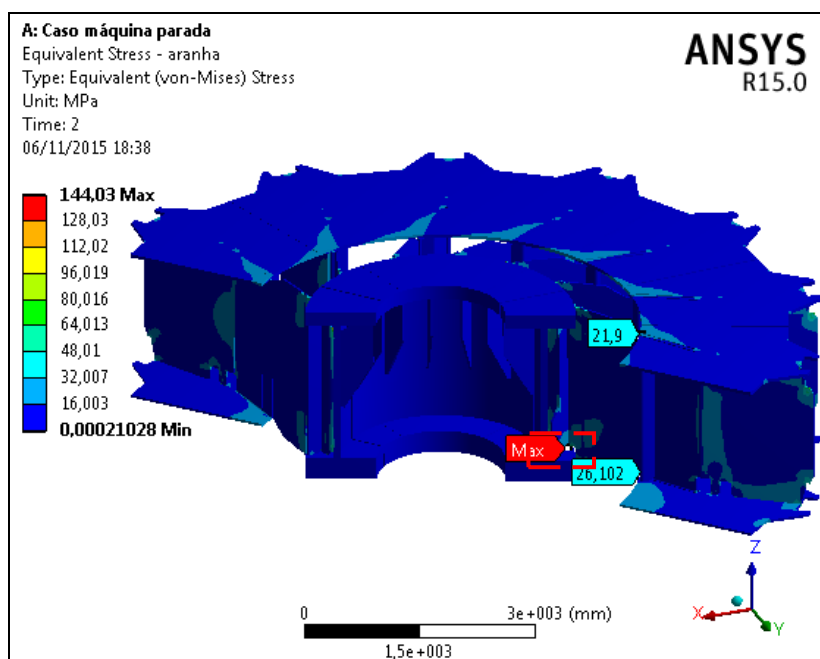


Fonte: (ANSYS, 2014).

Agora, para o membro que proporcionou tensões mais significativas, a Figura 51 apresenta as tensões somente na aranha. A máxima tensão é classificada como secundária, pois, de acordo com o código ASME (2013), uma restrição imposta a um componente por

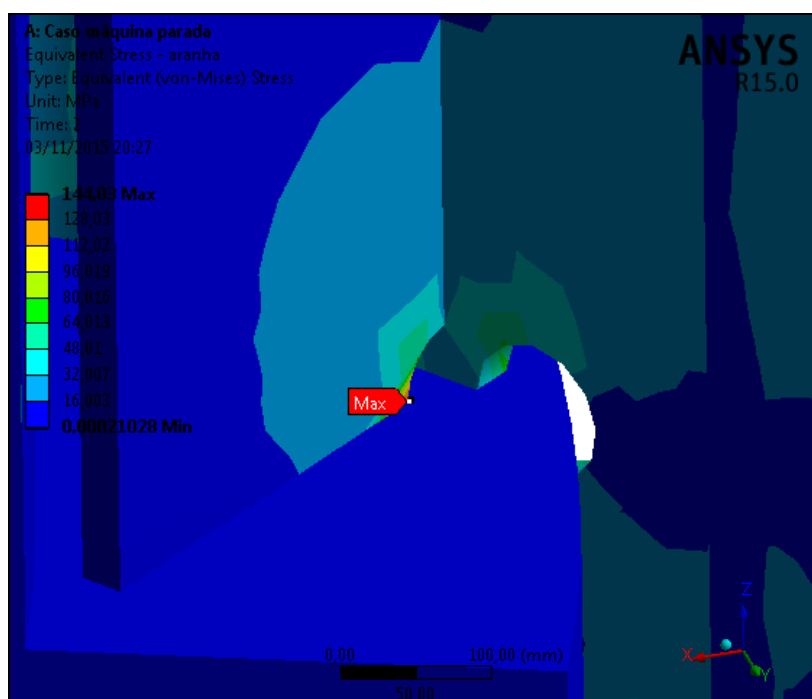
outro de rigidez muito maior causa tensões secundárias na região de análise. Porém, segundo a Figura 52, assim como as tensões em todos os membros do rotor, seu valor está abaixo da tensão primária de membrana geral admissível e, portanto não há necessidade de verificação e classificação dos demais tipos de tensão.

Figura 51 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 01.



Fonte: (ANSYS, 2014).

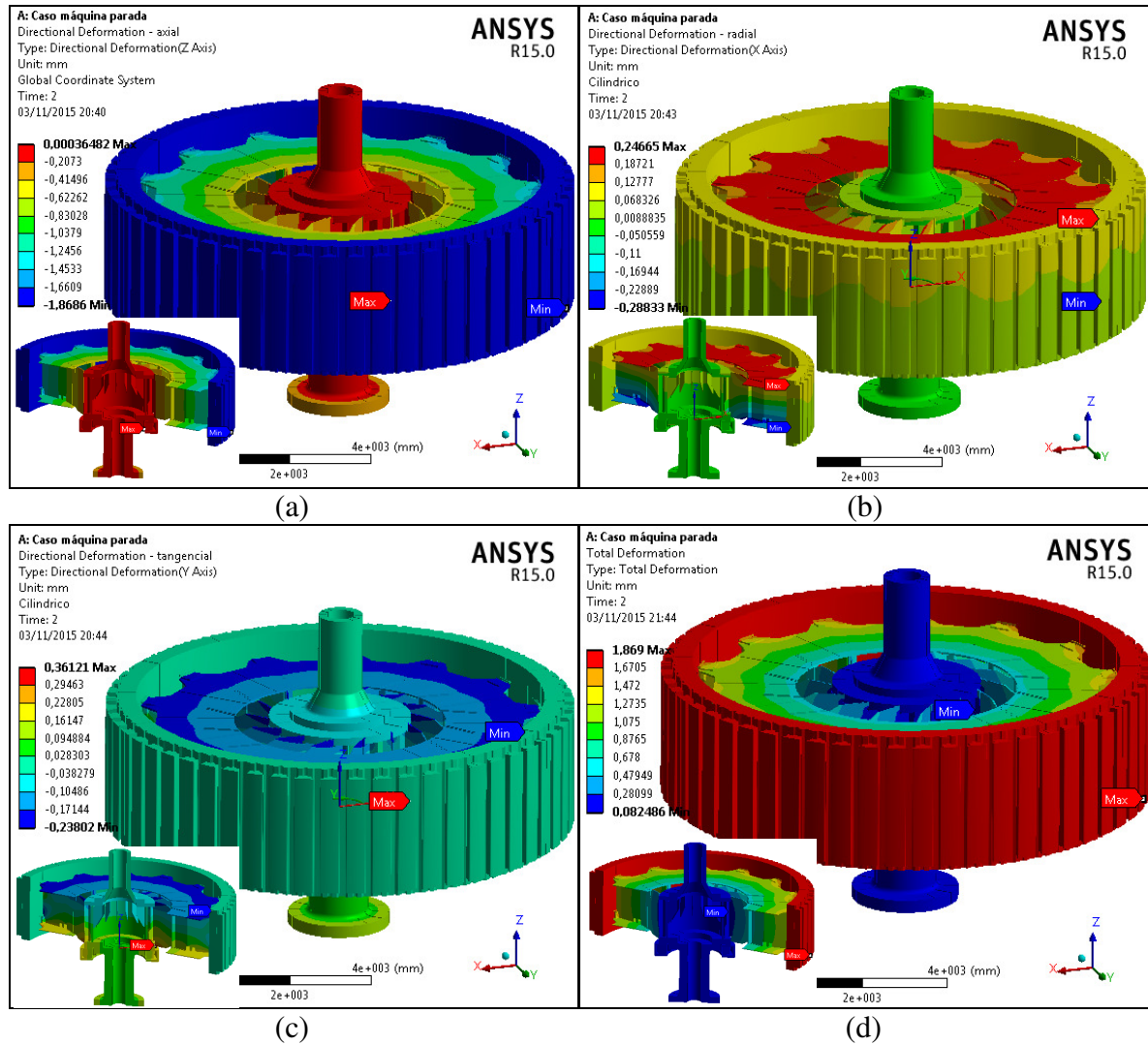
Figura 52 - Detalhe das tensões máximas na aranha - caso 01.



Fonte: (ANSYS, 2014).

As deformações neste caso de carga são bem baixas, sendo as mais expressivas as axiais, originárias do peso do conjunto. A Figura 53 mostra os valores em cada direção.

Figura 53 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 01.

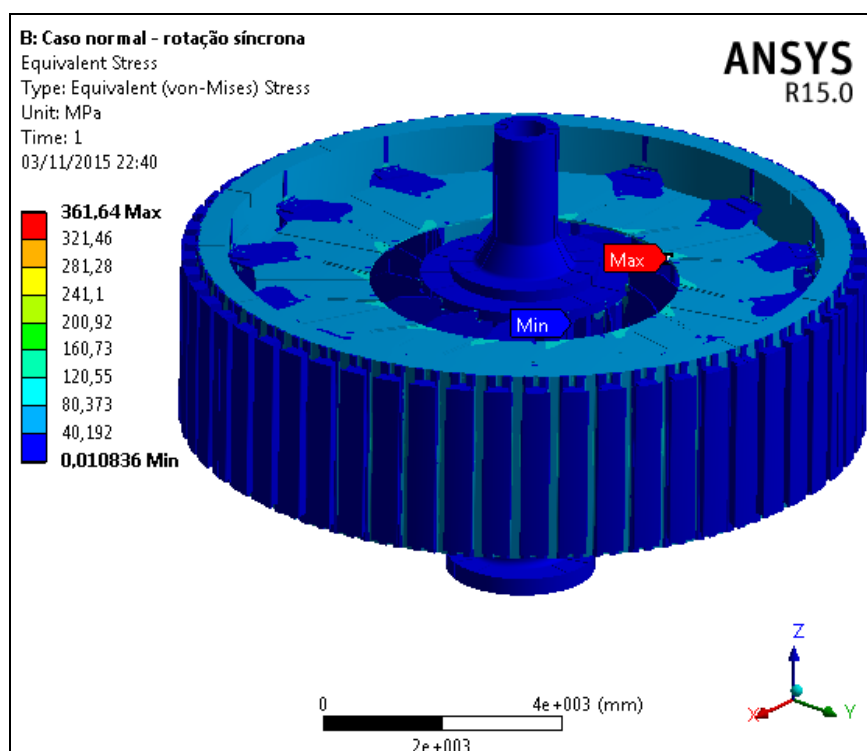


Fonte: (ANSYS, 2014).

4.1.2 Caso 02 - Rotação síncrona funcionamento normal

Neste caso de carga as tensões aumentam consideravelmente, devido à presença da rotação. Na Figura 54 são ilustradas as tensões no rotor completo.

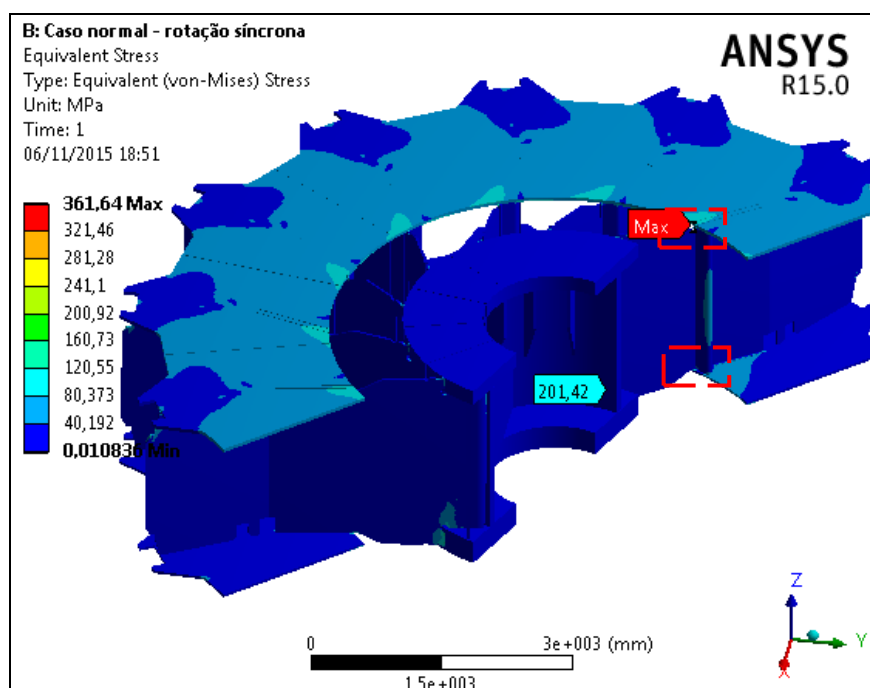
Figura 54 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

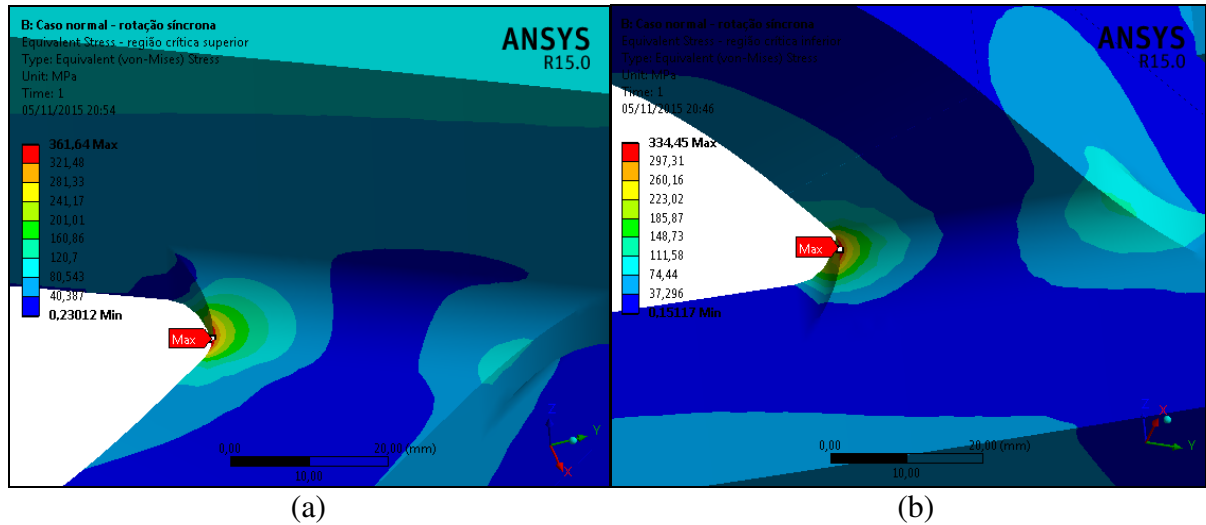
Isolando a estrutura na qual apresentou tensões relevantes, conforme Figura 55, é possível detalhar as regiões com valores máximos de tensão, Figura 56. Verifica-se também que a tensão $P_1 + P_b + Q$ entre cubo e nervura, 201,4 [MPa], está abaixo do critério.

Figura 55 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

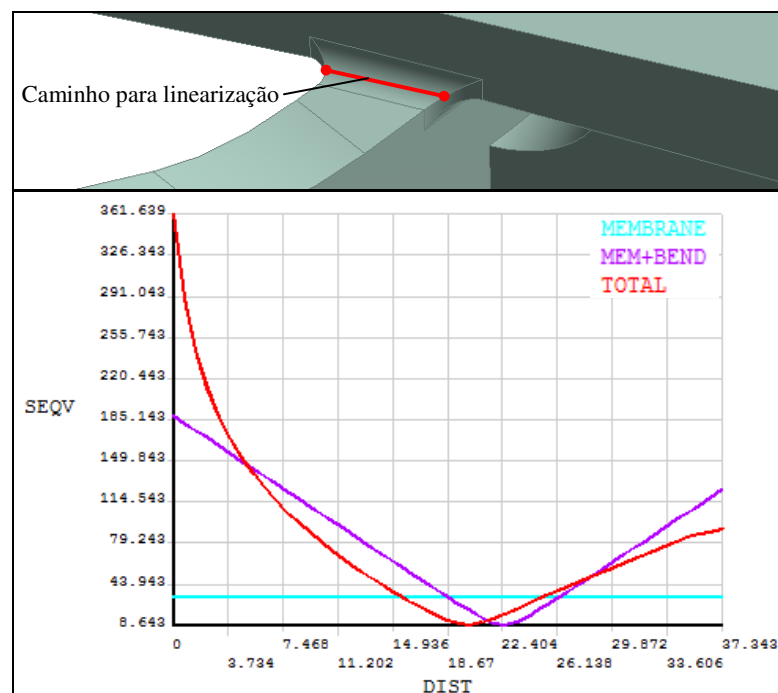
Figura 56 - Detalhe das tensões na transição: (a) superior; (b) inferior - caso 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Nota-se que a tensão máxima na zona de transição entre braço e disco (solda) superior e inferior da aranha, 361,64 [MPa] e 334,45 [MPa], respectivamente, é classificada como pico, e portanto, uma análise de fadiga será feita. Para obter os demais tipos de tensões, é necessária uma linearização ao longo da espessura do braço, passando pelo ponto de máxima tensão, conforme ASME (2013). A partir do gráfico da Figura 57, obtém-se as tensões na transição superior, $P_m=32,17$ [MPa] e $P_l+P_b=189,06$ [MPa], ambas menores que os admissíveis.

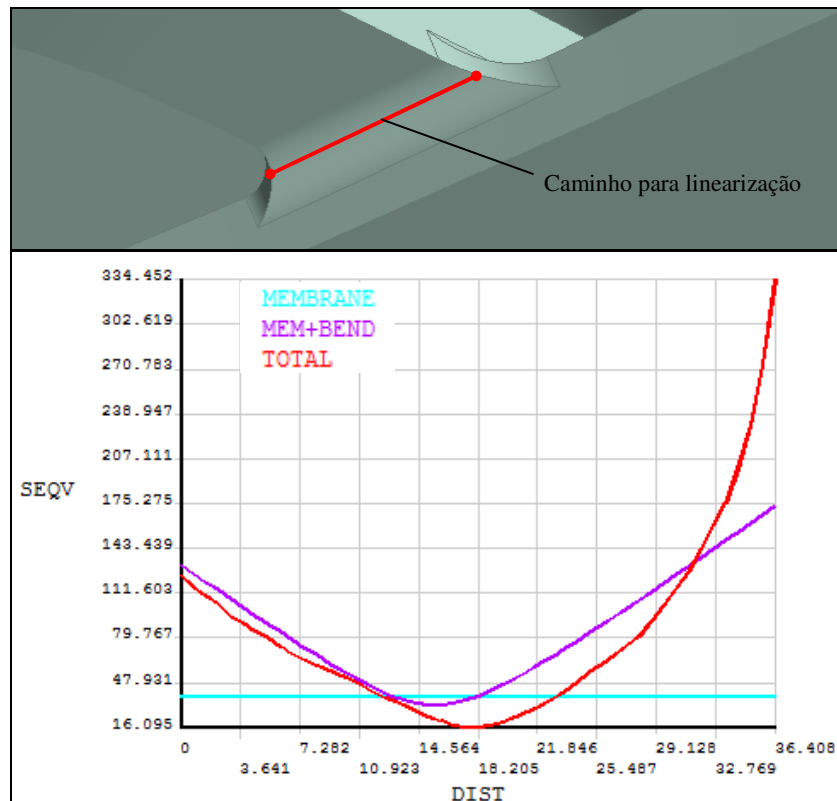
Figura 57 - Linearização de tensão na região superior - caso 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Analogamente, na solda inferior, são obtidos os valores de cada tipo de tensão, conforme Figura 58. Nesta zona de transição, a tensão primária de membrana geral, 38,38 [MPa] e a tensão primária de membrana local mais a primária de flexão, cujo valor máximo é 175,28 [MPa], também atendem aos respectivos critérios adotados e, portanto, não proporcionam falhas estáticas.

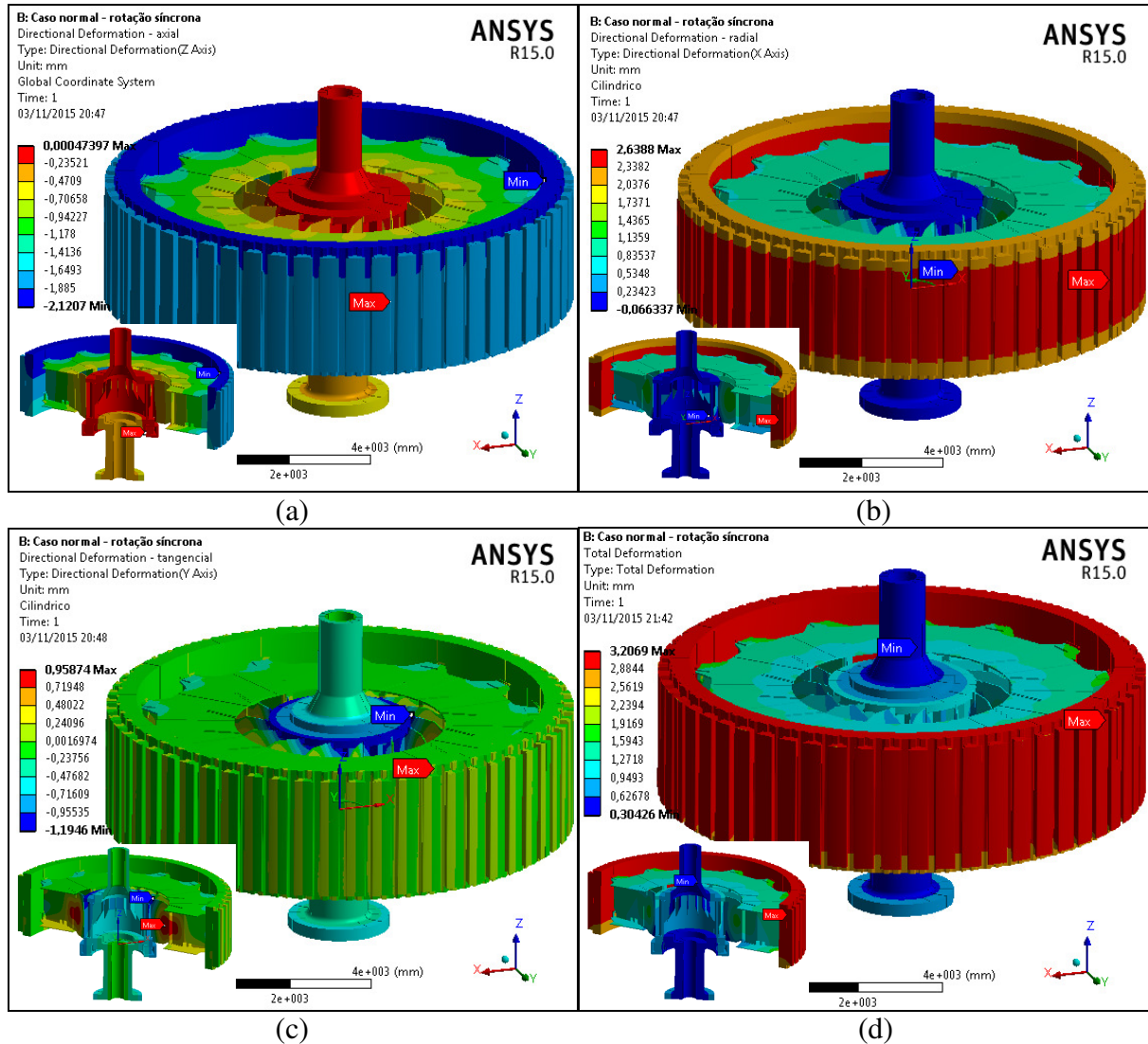
Figura 58 - Linearização de tensão na região inferior - caso 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

A Figura 59 apresenta o comportamento das deformações do rotor para a condição normal de funcionamento. Comparando com o caso de máquina parada, nota-se um aumento bastante expressivo nas direções radial e tangencial, devido, respectivamente, à presença da rotação síncrona e torque magnético. Porém, não há preocupação com distorções, pois são valores normais para este tipo de máquina.

Figura 59 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 02.

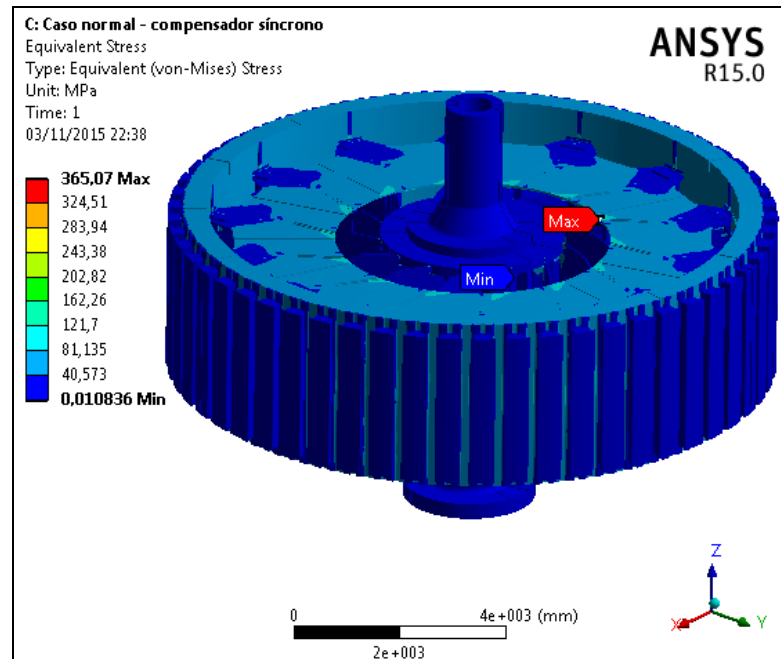


Fonte: (ANSYS, 2014).

4.1.3 Caso 03 - Rotação síncrona operação como compensador síncrono

Como a rotação não se altera quando comparada com a condição normal, o comportamento de ambos os casos é bastante semelhante. O torque magnético, presente no caso 02, alivia o efeito da rotação e por isso as tensões mostradas na Figura 60, para o caso 03, são um pouco maiores. Neste ponto, é notório que o carregamento mais relevante para o rotor da UHE Foz do Areia é a rotação.

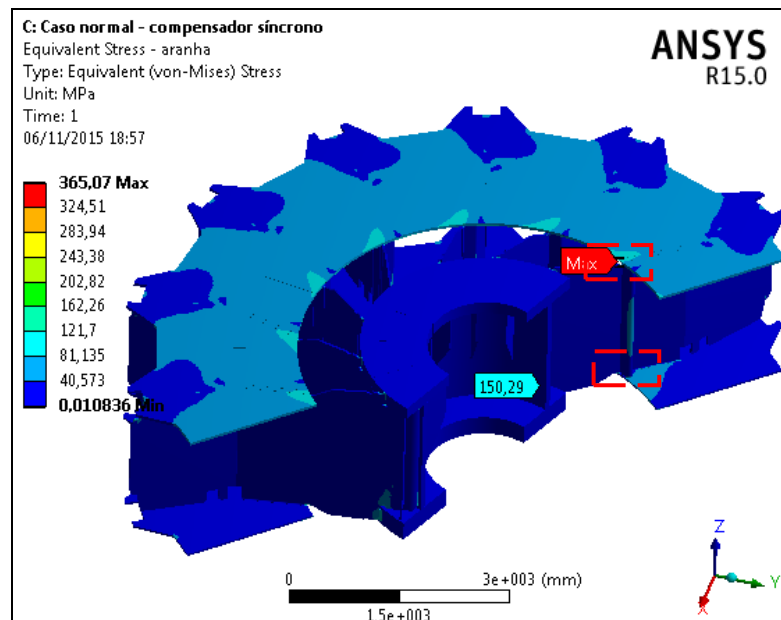
Figura 60 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 03.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Novamente, as maiores tensões surgiram na aranha e, portanto, a Figura 61 ilustra as tensões somente nesse elemento.

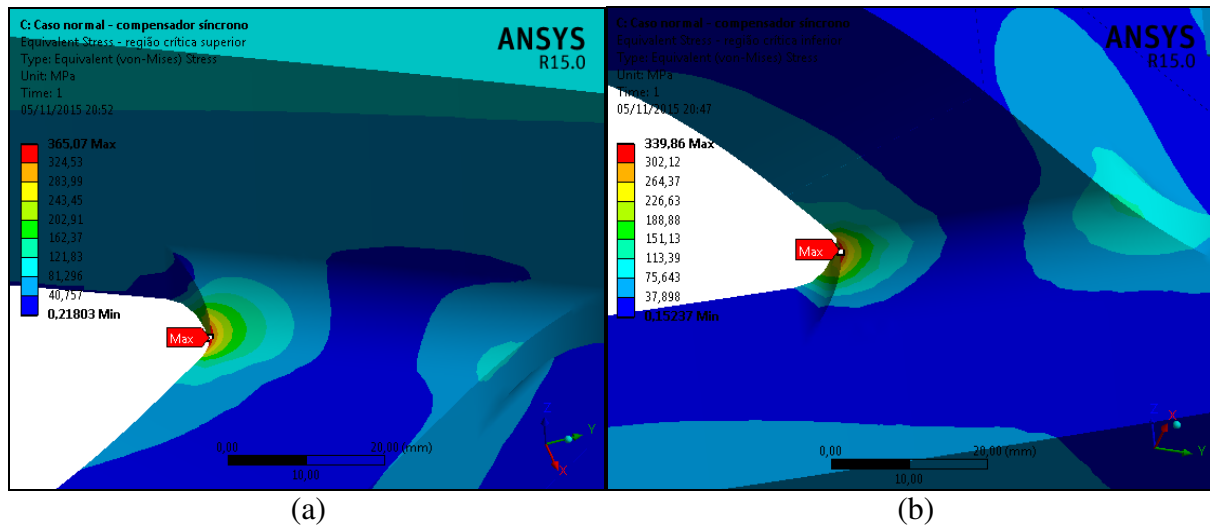
Figura 61 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 03.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Na Figura 62, é particularizada as zonas de maior tensão, as demais regiões possuem valores de tensão abaixo do limite à primária de membrana geral, e por isso não necessitam de análises mais refinadas.

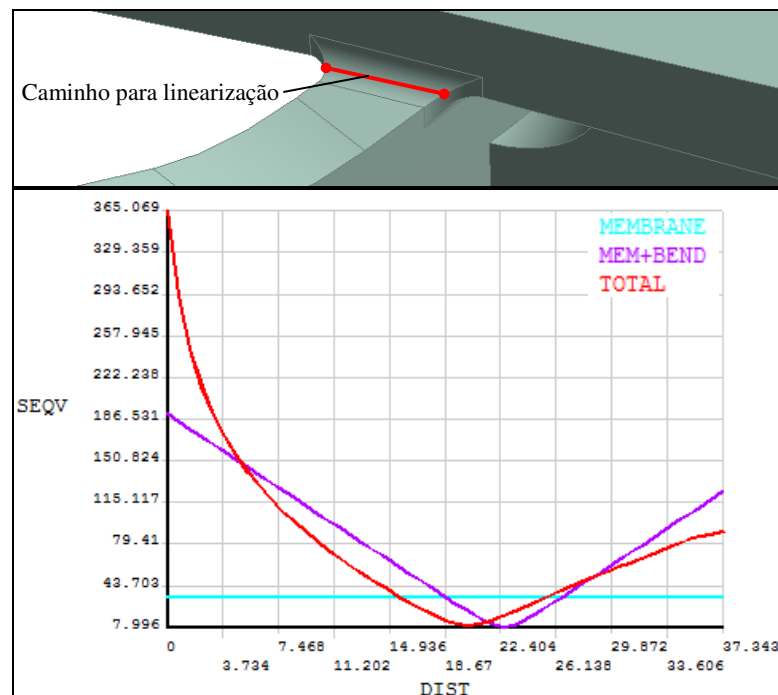
Figura 62 - Detalhe das tensões na transição: (a) superior; (b) inferior - caso 03.



Fonte: (ANSYS, 2014).

As tensões máximas em cada região de transição, 365,07 [MPa] e 339,86 [MPa], também são classificadas como tensões de pico e, segundo código ASME, serão avaliadas com relação a fadiga, posteriormente. Os outros tipos de tensões são calculados pelo programa, da mesma maneira do caso anterior. Conforme Figura 63, a tensão primária de membrana geral é 35,26 [MPa] e o valor máximo da tensão primária de membrana local mais a primária de flexão é 191,72 [MPa]. E, portanto, os critérios são obedecidos.

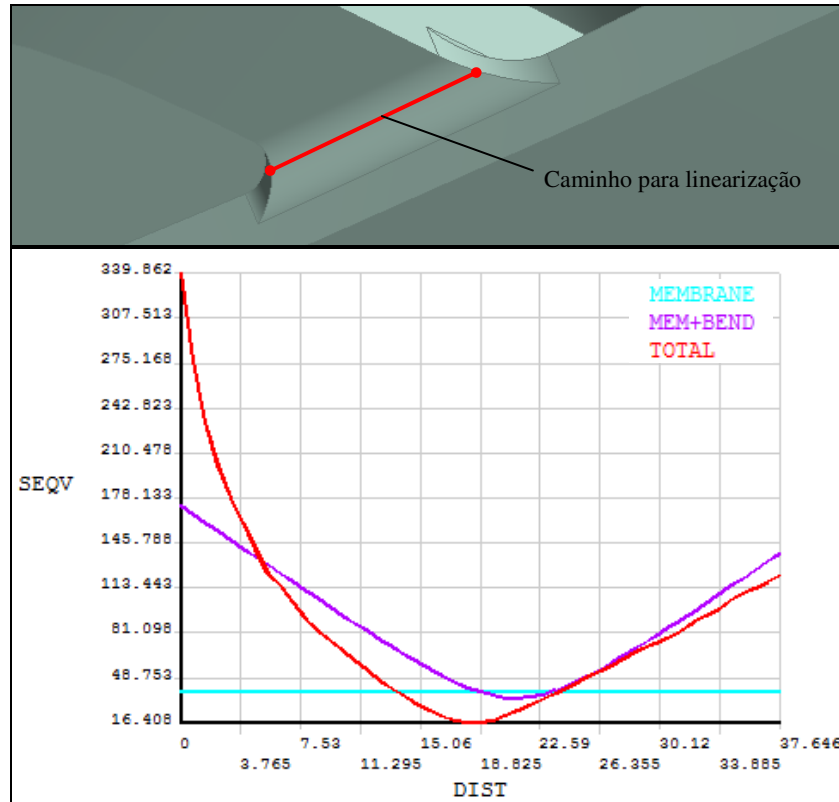
Figura 63 - Linearização de tensão na região superior - caso 03.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Na zona crítica inferior, a Figura 64 mostra o gráfico para obtenção dos tipos de tensões. Os valores de P_m e P_{I+Pb} são, 36,99 [MPa] e 171,66 [MPa], respectivamente, e também estão bem abaixo dos valores admissíveis.

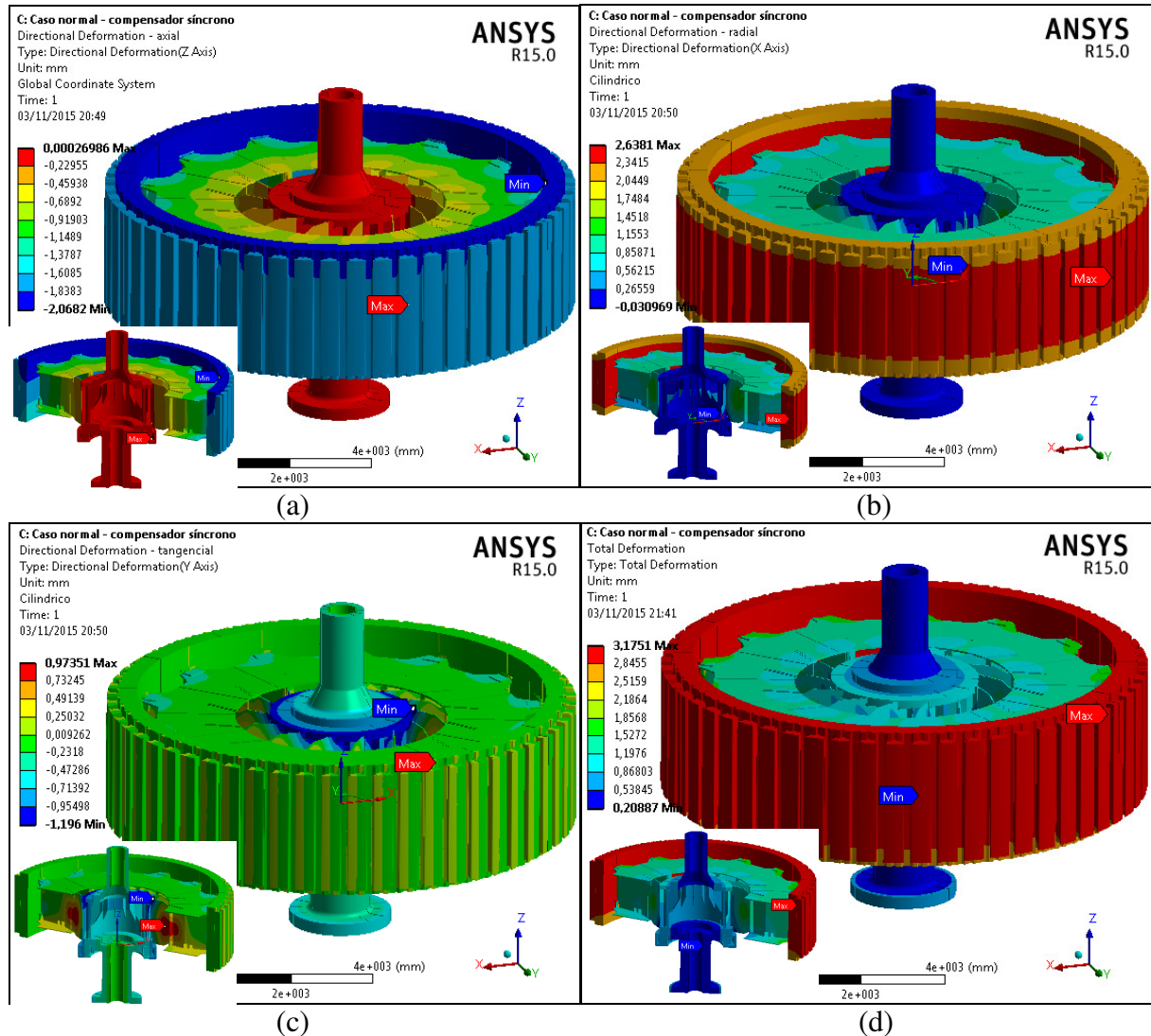
Figura 64 - Linearização de tensão na região inferior - caso 03.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Todas as deformações neste caso de carga são apresentadas na Figura 65. Seus valores são muito semelhantes ao caso 02, e não possuem grandes deslocamentos a ponto de deformar a estrutura expressivamente.

Figura 65 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 03.

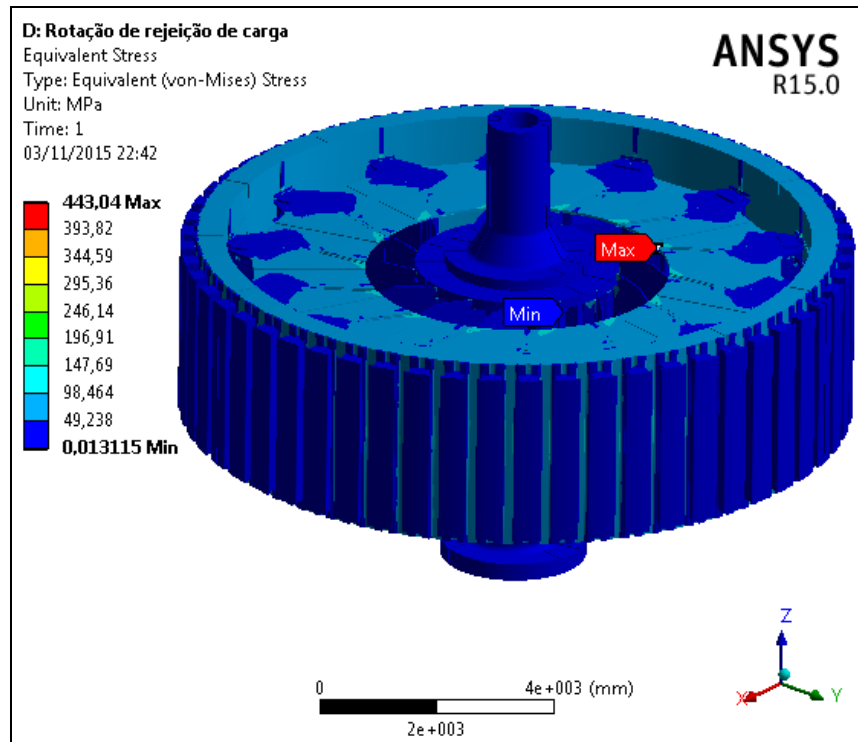


Fonte: (ANSYS, 2014).

4.1.4 Caso 04 - Rotação de rejeição de carga

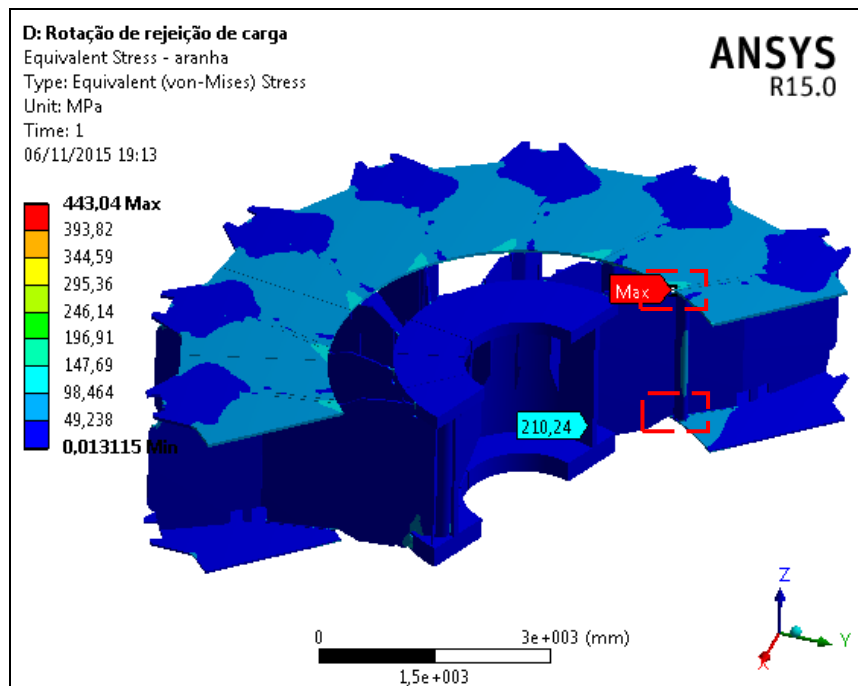
Esta condição de carga possui as maiores tensões dentre todos os outros casos, devido à sua rotação elevada. Este caso ocorre ocasionalmente e por isso não é considerado uma condição normal de operação. Os valores de tensões de Von Mises são mostrados na Figura 66 e, posteriormente, também é ilustrado o comportamento das tensões na aranha (peça mais crítica do rotor), conforme observado na Figura 67. A tensão máxima na transição do cubo da aranha com a nervura (210,24 [MPa]), classificada como Pl+Pb+Q, atende ao respectivo limite. As demais regiões não detalhadas possuem tensões abaixo do critério à primária de membrana geral.

Figura 66 - Tensões de Von Mises no rotor - caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

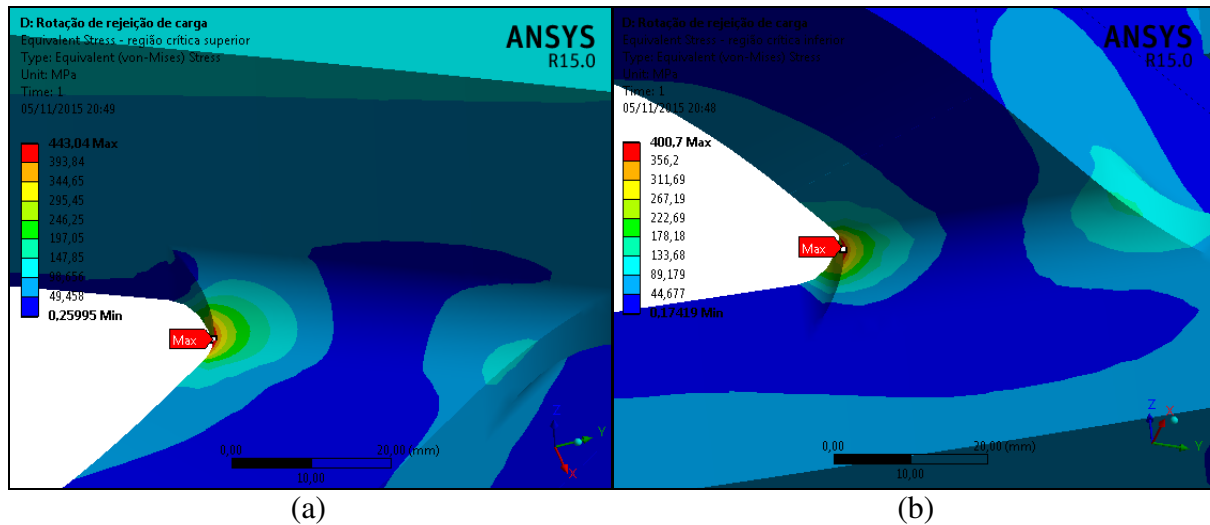
Figura 67 - Tensões de Von Mises na aranha - caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Da mesma maneira dos casos anteriores, na Figura 68 o estado de tensões é detalhado nas regiões de alta criticidade, cujos valores máximos também são classificados como tensões de pico, e ainda serão avaliados por fadiga nos itens que se seguem.

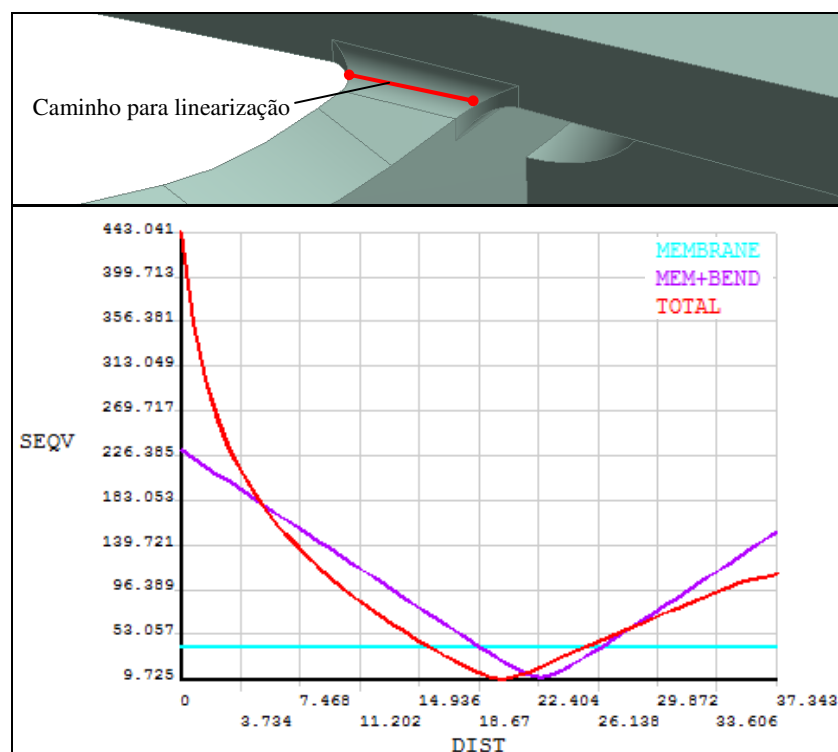
Figura 68 - Detalhe das tensões na transição: (a) superior; (b) inferior - caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

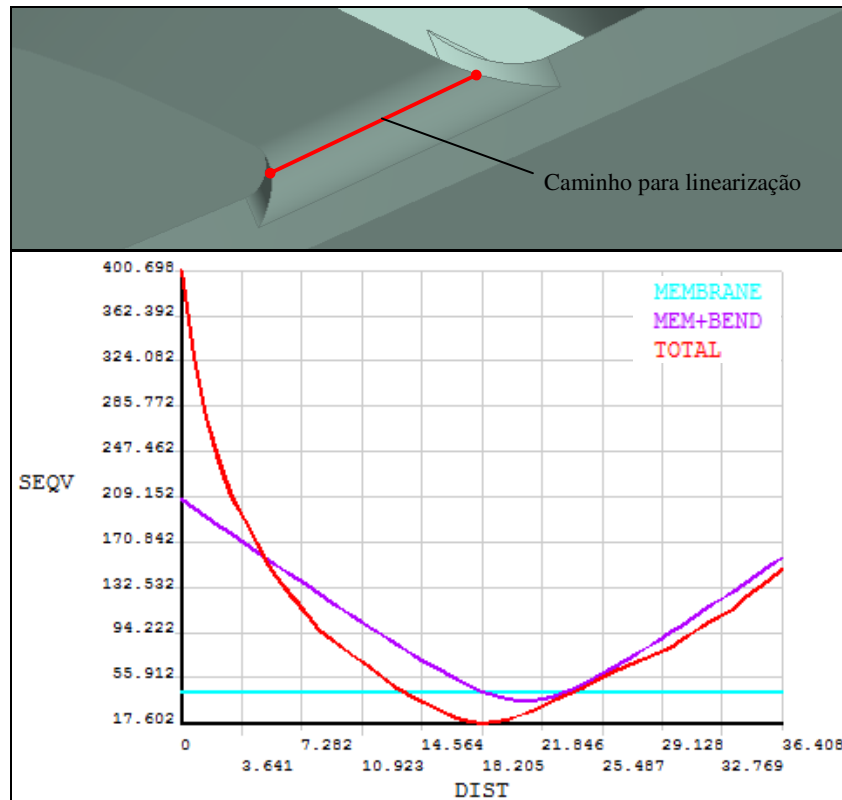
As tensões primárias de membrana geral e tensões primárias de membrana local mais primárias de flexão são apresentadas na Figura 69 e também na Figura 70. Observa-se que os valores $P_m=39,36$ [MPa], $P_l+P_b=235,01$ [MPa] na parte superior e $P_m=44,42$ [MPa], $P_l+P_b=206,85$ [MPa], na parte inferior, também não ultrapassaram os respectivos limites, e por isso não há problemas estáticos.

Figura 69 - Linearização de tensão na região superior - caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

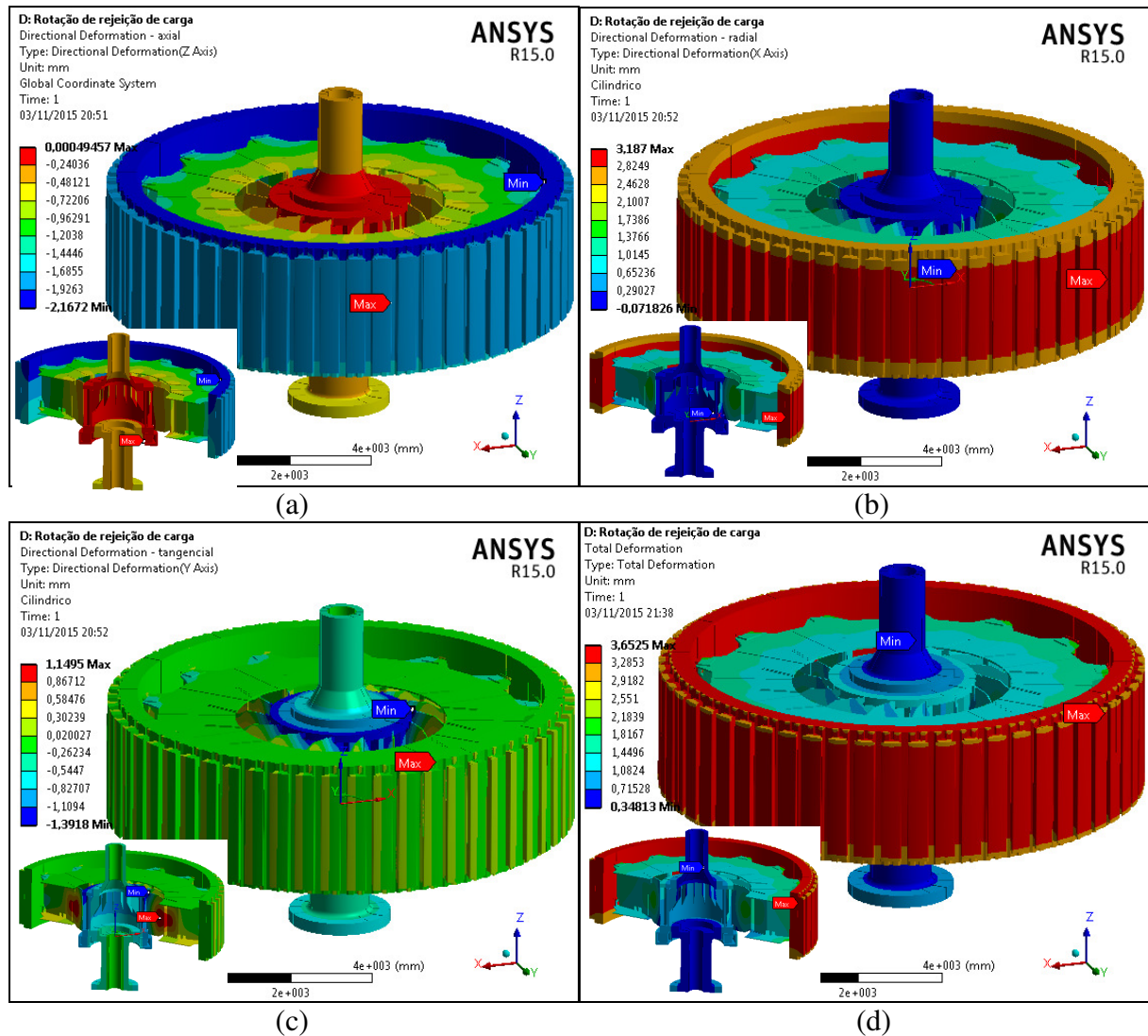
Figura 70 - Linearização de tensão na região inferior - caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Os valores das deformações também são maiores, quando comparados com os casos anteriores, por causa da rotação. Mas, semelhantemente aos demais, ainda não há grandes distorções que comprometam a estrutura. A Figura 71 apresenta as deformações no rotor em todas as direções para o caso de rejeição de carga.

Figura 71 - Deformações no rotor: (a) axial; (b) radial; (c) tangencial; (d) total - caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

4.1.5 Resumo dos resultados das tensões máximas nas regiões críticas

Os valores máximos de tensão obtidos para cada caso de carga, no componente mais crítico do rotor (aranha), podem ser visualizados na Tabela 8.

Tabela 8 - Tensões máximas nas regiões críticas.

Região	Caso 01 [MPa]	Caso 02 [MPa]	Caso 03 [MPa]	Caso 04 [MPa]
Transição nervura com cubo	144,0	201,4	150,3	210,2
Transição braço e disco superior	21,9	361,6	365,1	443,0
Transição braço e disco inferior	26,1	334,5	339,9	400,7

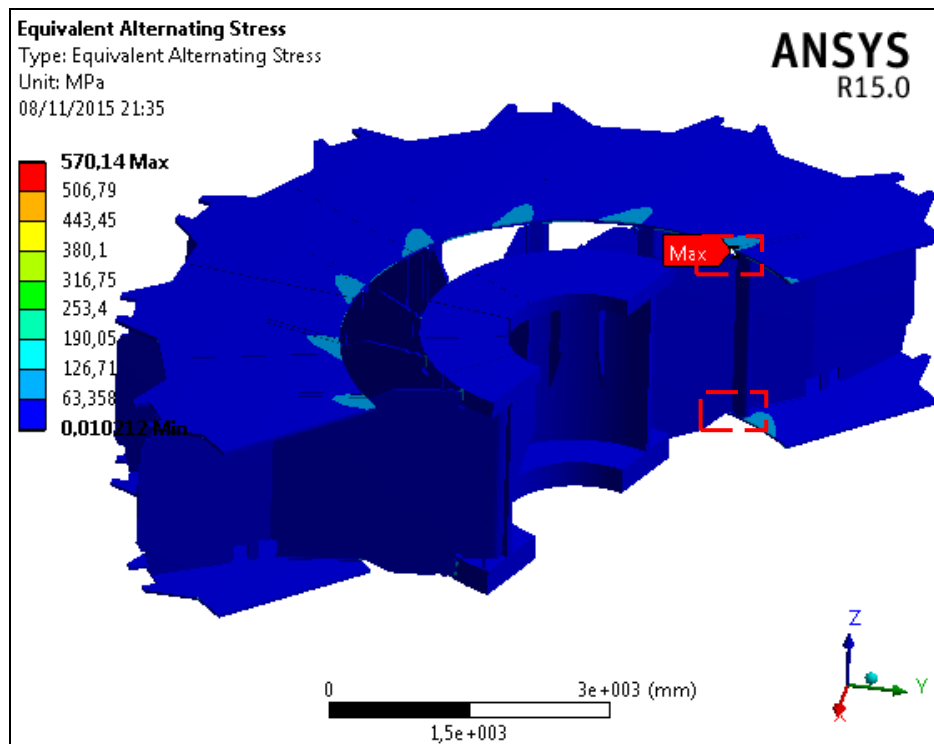
4.2 VIDA EM FADIGA

Conforme os resultados e discussão apresentados no item 4.1, uma análise de fadiga deve ser feita nas regiões de transição do braço com os discos superior e inferior da aranha. Os resultados apresentados nos próximos itens serão ilustrados somente na aranha do rotor, pois nos demais componentes não há tensões alternadas relevantes.

4.2.1 Partida e parada de máquina

A tensão alternada é calculada a partir da tensão de Von Mises obtida para o caso de máquina parada e condição normal de funcionamento. Fazendo uma combinação de resultados no programa Ansys, é possível alcançar os valores de tensão alternada e, conseqüentemente, obter a vida em fadiga. A Figura 72 apresenta os valores obtidos para tensão alternada na aranha.

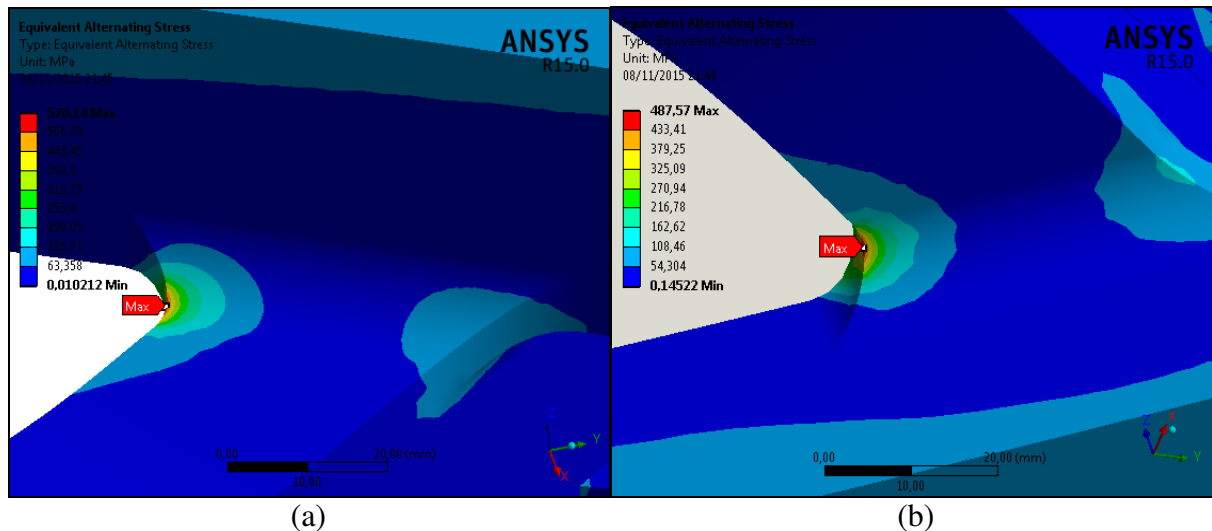
Figura 72 - Tensão alternada na aranha entre caso 01 e caso 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Como esperado, os valores máximos e mais significativos apareceram nas regiões de transição entre braço e discos (solda). A Figura 73 ilustra os resultados nestas duas regiões.

Figura 73 - Tensão alternada nas regiões: (a) superior; (b) inferior - entre casos 01 e 02.



Fonte: (ANSYS, 2014).

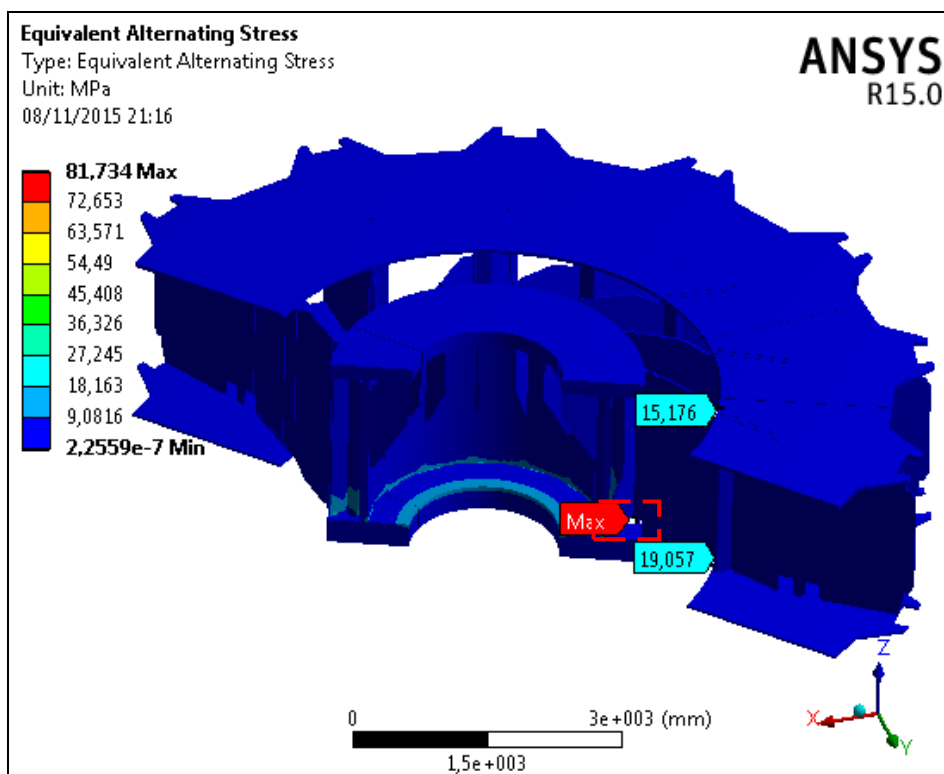
A partir dos valores de tensão alternada, é possível obter o número de ciclos da vida em fadiga através da curva SN do material (Figura 49). Para a condição de partida e parada de máquina, o número de ciclos nas duas regiões críticas são 1075,3 ciclos ou 39 ciclos por ano (considerando 27 anos), na transição do braço com disco superior e 1668,9 ciclos ou 61 ciclos por ano (num total de 27 anos) na região oposta. Portanto, caso o número de paradas de máquina alcance quatro ou mais no mês, então haverá falha por fadiga.

4.2.2 Oscilação entre condição normal e funcionamento como compensador

Com os resultados de tensão para a condição normal de funcionamento (pesos, rotação síncrona, torque magnético e esforços da turbina) e o caso de funcionamento como compensador síncrono (somente peso e rotação síncrona), obtém-se a tensão alternada em qualquer ponto da aranha. Conforme Figura 74, a máxima tensão alternada ocorre na transição entre cubo e nervura. Nas duas regiões críticas, para este caso de cálculo da fadiga, a tensão alternada é muito baixa e não causa preocupação. Segundo código ASME (2013) e a curva SN do material, ambos os valores (15,18 [MPa] e 19,06 [MPa]) fornecem $1,0 \cdot 10^{11}$ ciclos, que representa vida infinita.

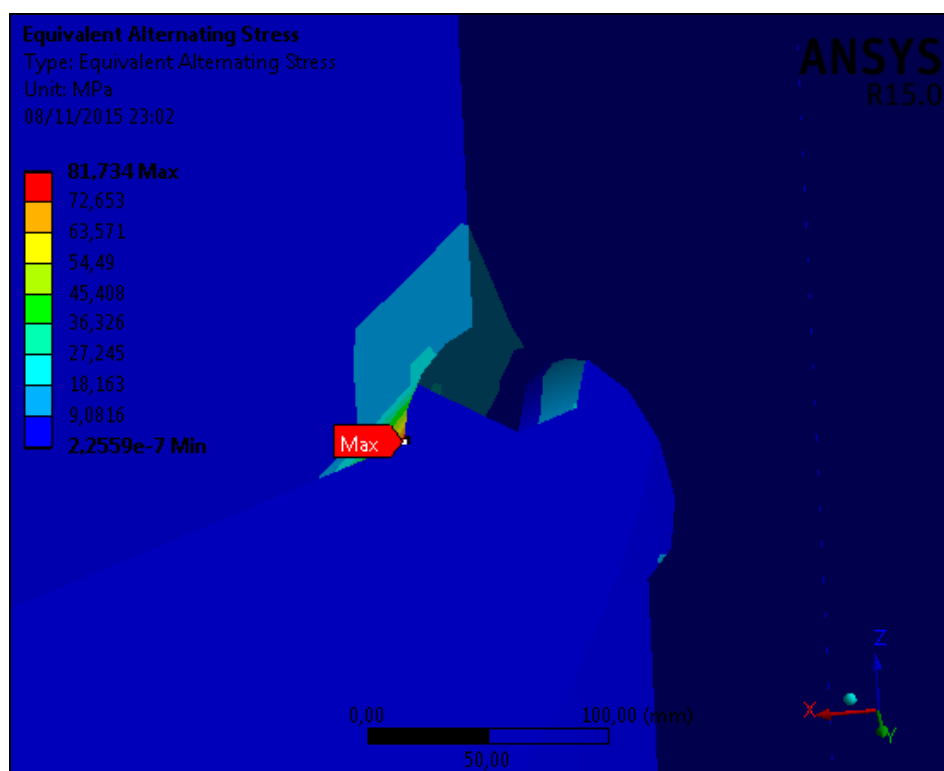
Com valor da tensão alternada na região entre cubo e nervura, 81,73 [MPa], particularizada na Figura 75, obtém-se $4,9 \cdot 10^6$ ciclos ou, num período de 27 anos, $1,8 \cdot 10^5$ ciclos por ano. Estes valores são altos e não representam problemas de falha caso a máquina alterne entre os carregamentos destes dois casos todos os dias.

Figura 74 - Tensão alternada entre caso 02 e caso 03.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Figura 75 - Detalhe da tensão alternada máxima entre caso 02 e caso 03.

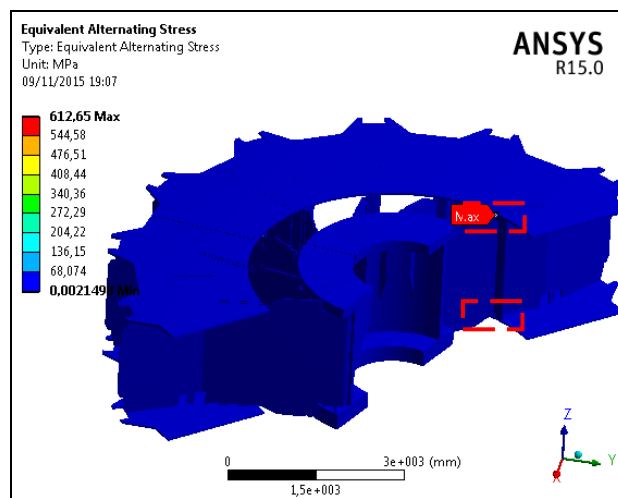


Fonte: (ANSYS, 2014).

4.2.3 Variação entre condição normal e rejeição de carga

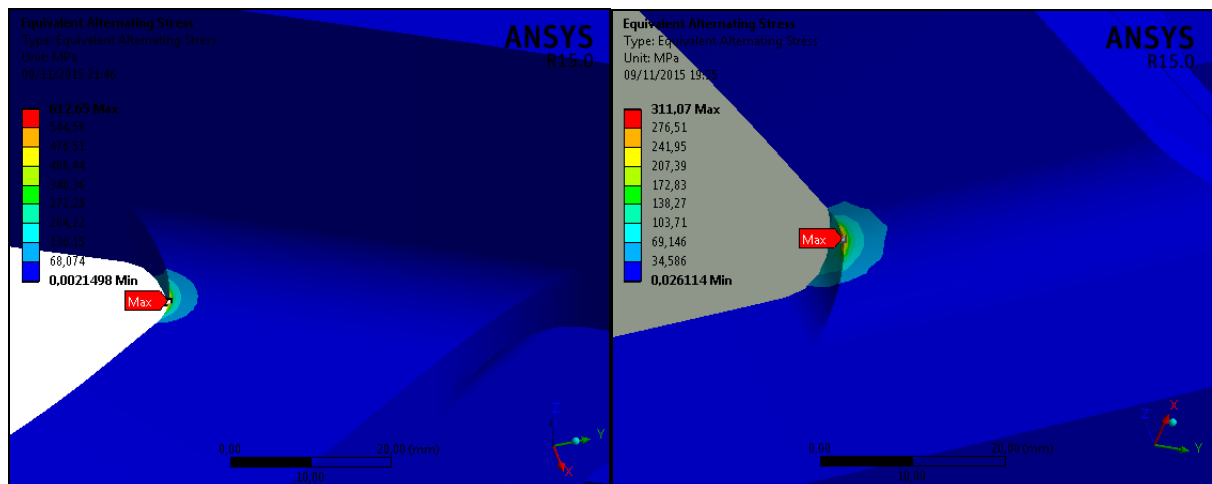
A oscilação entre a condição normal de funcionamento e a rejeição de carga também produz tensões alternadas no rotor. Novamente essas tensões não foram expressivas em todos os componentes do rotor, exceto na aranha. Através da Figura 76 é possível perceber que as regiões críticas se mantêm na transição do braço com os discos. E, mais detalhadamente, tais pontos são ilustrados na Figura 77.

Figura 76 - Tensão alternada na aranha entre caso 02 e caso 04.



Fonte: (ANSYS, 2014).

Figura 77 - Tensão alternada nas regiões: (a) superior; (b) inferior - entre casos 02 e 04.



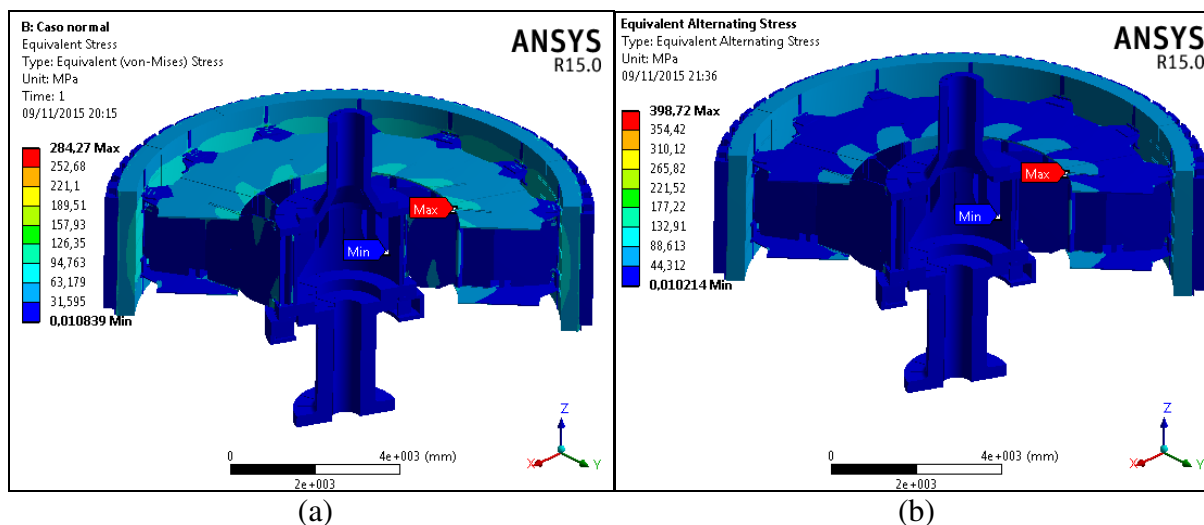
Fonte: (ANSYS, 2014).

Assim, o número de ciclos suportado pela aranha na variação dos casos 02 e 04 são 883 ciclos na região superior e 6463,3 ciclos na inferior, que representa, respectivamente, 32 ciclos por ano e 239 ciclos por ano, durante 27 anos. Assim, a fadiga ocorre a partir de três rejeições de carga por mês.

4.3 VIDA EM FADIGA COM RAO DE ALÍVIO MAIOR

Para reduzir as tensões e aumentar a vida em fadiga, foi feito um estudo considerando um aumento de três milímetros no raio de alívio das soldas na união do braço com os discos. O valor deste parâmetro é bem sensível quanto aos resultados obtidos, e pode ser uma solução simples e rápida de ser feita para prolongar a vida da peça. Para o caso de máquina parada, a alteração não surte efeito, pois as tensões nestas regiões são bem baixas. A condição normal e funcionamento como compensador possuem tensões bem parecidas e não há problemas de fadiga na variação entre estes dois casos. Como avaliação para o aumento da vida, a Figura 78 (a) mostra os valores de tensão para o caso 02. A tensão máxima reduziu em torno de 21 [%] (a mesma redução pode ser considerada para o caso 04). Consequentemente, a tensão alternada para a condição de partida e parada, conforme Figura 78 (b), apresentou uma diminuição de 30 [%]. Isto gera 3007,6 ciclos de vida ou 111 ciclos por ano (um aumento bastante significativo para vida em fadiga).

Figura 78 - (a) Tensões de Von Mises - caso 02; (b) Tensão alternada - partida e parada.



Fonte: (ANSYS, 2014).

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

O modelo tridimensional do rotor completo permitiu obter resultados bastante satisfatórios. A confrontação destes valores com a percepção realística admite entender os principais esforços atuantes na estrutura e, conseqüentemente, determinar a causa das falhas. Foi importante modelar e conhecer as interfaces entre todos os componentes do rotor, pois cada um deles contribui com sua rigidez e tem influencia direta nos resultados.

O programa utilizado na simulação numérica é capaz de resolver o problema com rapidez e precisão, quando há correta imposição dos carregamentos e condições de contorno, além de uma malha coerente que atenda às características da análise. Para o estudo realizado foram encontradas algumas limitações no Ansys, como a impossibilidade de modelar várias chapas representando a coroa magnética e problemas de singularidades numéricas entre o braço e discos da aranha. Contudo, elas foram sanadas com pequenas modificações no modelo e não afetaram nos resultados. Assim, obteve-se um nível de detalhes para aprofundar no estudo da vida em fadiga do rotor.

Para avaliação da condição estática é necessária a separação e classificação de cada tipo de tensão (primária, secundária e de pico). No pós-processamento do software, quando se fez necessário, foi possível realizar esta divisão e, conseqüentemente, comparar com os respectivos valores admissíveis. Assim, de acordo com os resultados apresentados, os critérios estabelecidos foram atendidos e, portanto, não há falhas desta natureza.

O programa de Elementos Finitos também é apto para fornecer todos os resultados de fadiga no rotor estudado. Com a consideração dos fatores de correção, que ponderam diferenças entre o corpo de prova do material e a peça real, obteve-se valores coerentes de vida em fadiga em cada ponto da estrutura, sem a necessidade de qualquer cálculo adicional.

A análise da vida em fadiga dos componentes do rotor identificou problemas nas regiões de interface entre braço e discos (superior e inferior) da aranha. Desse modo, foi possível confrontar com as trincas que surgiram nestas mesmas localidades. Todos os outros pontos do rotor apresentam uma vida muito maior, e por isso não são preocupantes. Na oscilação entre o caso normal e funcionamento como compensador, o número de ciclos é alto até mesmo nas regiões críticas, e não apresenta qualquer problema de fadiga (são condições de carregamento semelhantes, por isso não existem altas tensões alternadas). Para a condição

de variação entre condição normal e rejeição de carga, atingiram-se quase três ciclos por mês durante 27 anos (tempo no qual houve a percepção dos danos). Apesar de ser um valor pequeno, está um pouco acima de uma rejeição no mês (dado comum para esse tipo de máquina), entretanto, qualquer pequena mudança no comportamento da unidade, pode comprometer a estrutura nessa condição. Agora, o valor do número de ciclos calculado para a condição de carregamento alternado entre partida e parada da unidade, corresponde a pouco mais do que três paradas no mês em 27 anos. Por isso, como se trata de um número menor daquele comumente praticável em diversas hidrelétricas (uma a três paradas por dia ou uma por semana), pode-se dizer que as trincas surgiram devido à fadiga. Todavia, como não há histórico da quantidade de paradas feitas neste período (assim como não se sabe o número de rejeições), não tem como obter o tempo aproximado de início dos danos. E, sendo assim, não é possível afirmar se as falhas ocorreram unicamente por fadiga (podendo ser uma composição com vibração).

A comparação direta da quantidade de ciclos obtidos com o tempo na qual foram percebidos os defeitos é, na realidade, uma situação sem qualquer margem de segurança, ou seja, com o coeficiente de segurança igual a um (1). Ao projetar um componente crítico sujeito às falhas por fadiga, é usual aplicar um fator de segurança sempre maior que a unidade, pois podem ocorrer desvios entre projeto e peça real, devido a problemas na fabricação, desvios entre materiais selecionados, pequenas diferenças geométricas, e outros. Portanto, o número limite de rejeições de carga ou partida e parada de máquina até o início de uma trinca, deve ser ainda menor do que aquele apresentado. Além disso, segundo o código ASME (2013), é necessário fazer a soma dos danos acumulados em cada caso de fadiga e em cada componente analisado. E, somente após esta combinação, é possível verificar o fator de segurança de todo conjunto.

O raio de alívio da solda nos locais de incidência dos danos é determinante no cálculo das tensões. Por isso, qualquer alteração no seu valor tem implicação direta no resultado da vida em fadiga nesta região. É de extrema importância que a peça real possua este parâmetro muito bem definido e esteja fabricada com as dimensões projetadas, pois a ausência do alívio nas soldas e diferenças entre fabricação/desenho implica em grande aumento de tensões e, por conseguinte, reduz bruscamente a vida nesta área, causando danos à estrutura. Um aumento de três (3) milímetros no raio de alívio, facilmente adaptável, aumenta em aproximadamente três vezes o número de ciclos nas zonas críticas de transição, e é uma boa alternativa para aumentar a vida em fadiga da estrutura e evitar a recorrência das avarias.

As propriedades mecânicas dos materiais, principalmente escoamento e ruptura, também são extremamente relevantes para qualquer avaliação estrutural de componentes mecânicos, como a análise estática e de fadiga. Nem sempre as chapas para fabricação dos elementos do rotor possuem as mesmas propriedades daquelas especificadas por normas. Por isso, é imprescindível ensaios para validação destes valores. Qualquer mudança expressiva das propriedades tem impacto direto nas tensões admissíveis e na curva SN.

Finalmente, a simulação numérica utilizando o Método dos Elementos Finitos, comprovou ser uma ferramenta de extrema importância em diversas frentes de trabalho. Para o estudo de fadiga do rotor de hidrogerador vertical, o programa de cálculo atendeu as expectativas dentro de seus limites. Foram necessárias aproximações que poderiam ser evitadas em outros tipos de método, por outro lado, algumas representações que não foram simplificadas aqui, deverão ser realizadas em outras práticas. Por isso, todo e qualquer cálculo complexo haverá aproximações, independentemente do método utilizado. Deste modo, é necessária certa experiência do profissional para empregar a ferramenta ideal na qual atenda suas expectativas e permita aproximar a simulação da realidade.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Realizar um estudo de vibração para eliminar ou considerar qualquer hipótese das trincas serem também originárias desse tipo de falha mecânica.

Avaliar de forma mais aprofundada as soldas na região crítica, suas tensões residuais, e outros. Fazer inspeção da geometria da mesma e verificar se está de acordo com o projeto mecânico.

Se for possível, realizar ensaios dos materiais das peças críticas, e verificar se as propriedades estão diferentes daquelas originais.

REFERÊNCIAS

ABRAHÃO, R. R. R. et al. Fadiga de Materiais - Uma Revisão Bibliográfica. In: VII ENCONTRO INTERNO E XII SEMINÁRIO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA, 2008, Uberlândia. **VII Encontro Interno e XII Seminário de Iniciação Científica**, 2008.

ALSTOM. **Hidrogeradores: Apresentações para cliente**. Taubaté, 2014. 114 p.

ALSTOM. **Hydro Power: Kaplan hydro turbines**. HydroKaplanTurbine3Drendering-3DmodelsKaplan1.jpeg. 2015. Formato: JPEG. Disponível em: <<http://www.alstom.com/products-services/product-catalogue/power-generation/renewable-energy/hydro-power/hydro-turbines/kaplan-hydro-turbines>>. Acesso em: 02 jun. 2015.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII division 2**. New York, 2013.

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. **Matriz de energia elétrica**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em: 02 set. 2015.

ANSYS. **Ansys Workbench**. Versão 15.0, 2014.

ARCO-VERDE, M. M. **Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não-lineares**. 2008. 135 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

AYLLÓN, J. M. et al. Fatigue Life Estimation in Dental Implants. **ENGINEERING FRACTURE MECHANICS**, Elmsford, v. 123, p. 34-43, june 2014. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0013794414000782>>. Acesso em: 11 may 2015.

BRANCO, C. M.; FERNANDES, A. A.; CASTRO, P. M. S. T. **Fadiga de Estruturas Soldadas**. 2. ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999. 898 p.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 3rd ed. USA: Wiley 1989. 630 p.

COSTA, E. S.; SENA, A. J. C.; MESQUITA, A. L. A. Sobre Sinais de Vibração no Monitoramento de Unidades Hidrogeradoras. In: **CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**, 6., 2010, Campina Grande. CONEM, 2010. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/anais/conem/2010/PDF/CON10-0976.pdf>>. Acesso em: 15 jul. 2015.

FENG, L.; LIU, X.; XUAN, F. Simulation of Residual Stress in Welded Steam Turbine Rotor and its Effects on Fatigue Life. **CHINESE SOCIETY OF ELECTRICAL ENGINEERING**. v. 34, issue 17, p. 2851-2860, june 2012

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos (LTC), 2006. 798 p.

GENERAL TURBO. **Hydro Turbine Components**. arbore_turb_hidro.jpg. 2015. Formato: JPEG. Disponível em: <<http://www.generalturbo.eu/en/produse/componente-echipament-energetic/componente-turbina-hidro>>. Acesso em: 25 jul. 2015.

GRILLO, C. J. B.; PINHEIRO, M. R. **High Inertia of Hydrogenerators Impact on Cost, Performance and Investment in Manufacturing Facilities**. In: International Conference on Electrical Rotating Machines, 7. 2008, Mumbai. ELROMA, 2008. p. 7-18.

HILDINGER, T. et al. Fatigue Assessment on Hydro Generator Pole Fixation. In: ERIAC – DECIMOSEXTO ENCUENTRO REGIONAL IBEROAMERICANO DE CIGRÉ, 16, 2015, Puerto Iguazú. **Máquinas Eléctricas Rotativas**. Puerto Iguazú, 2015. p. A1-13.

KABLE. **TES VSETIN – Generators, Electric Motors, Drives and Electric Machine Parts**. rotors-5.jpg. 2011. Formato: JPEG. Disponível em: <<http://www.power-technology.com/contractors/powerplantequip/tes-vsetin/tes-vsetin5.html>>. Acesso em: 20 jul. 2015.

KOSTENKO, M. P.; PIOTROVSKI, L. M. **Máquinas Eléctricas**. 2. ed. URSS: Mir, 1976. 184 p.

KUGUEL, R. **A Relation Between Theoretical Stress-Concentration Factor and Fatigue Notch Factor Deduced From the Concept of Highly Stressed Volume**. Proc. ASTM, 61. p. 732-748, 1961.

MARINHO, I. J. P.; VAZ, L. E.; PIMENTEL, R. L. **Projeto Ótimo de Estruturas Metálicas de Arquibancadas Reutilizáveis via Ansys**. 2002. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.

MOMAYA, C. **Cnmomaya**. 09power1.jpg. 2011. Formato: JPEG. Disponível em: <<http://charvikmomaya.blogspot.com.br/2011/06/worlds-25-biggest-power-plants.html>>. Acesso em: 15 jul 2015.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1055 p.

OLIVEIRA, W. C. **Método dos Elementos Finitos Aplicado na Mecânica Estrutural**. 6. ed. Itajubá, 2007. 494 p.

ORTIGOSA, A. S. P. **Metodologia para Análise Estrutural e Dinâmica de Ventiladores Centrífugos: Emprego de Métodos Analíticos e Numéricos**. 2012. 163 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

PAULSON, N. R. et al. A Finite Element Model for Rolling Contact Fatigue of Refurbished Bearings. **TRIBOLOGY INTERNATIONAL**. v. 85, p. 1-9, may. 2015. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X14004344>>. Acesso em: 01 june 2015.

PETTERSSON, G.; BARSOUM, Z. Finite Element Analysis and Fatigue Design of a Welded Construction Machinery Component Using Different Concepts. **ENGINEERING FAILURE ANALYSIS**. Hague, v. 26, p. 274-284, dec. 2012. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630712001392>>. Acesso em: 14 may 2015.

PTC CREO. **Pro-ENGINEER**. 2015.

RISHI, P. K.; MARRA, J. M. **Análise do Problema de Trincas nos Rotores dos Geradores ABB de 60 Hz da Usina Hidrelétrica de Itaipu**. In: ENCONTRO NACIONAL DE MONITORAMENTO DE MÁQUINAS ROTATIVAS (ENAM), 4., 2010, Curitiba.

SHAH, Y; BHAVE, A.; SONETHA, V. Fatigue Analysis of the Knee Joint. **PROCEDIA COMPUTER SCIENCE**, v. 45, p. 250-255, mar. 2015. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877050915003671>>. Acesso em: 12 may 2015.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

SMITHSONIAN INSTITUTION. **Rotor Spider**. 021_037.jpg. 1931. Formato: JPEG. Disponível em: <<http://scienceservice.si.edu/pages/021037.htm>>. Acesso em: 21 jul. 2015.

SOUSA, A. et al. **Energias Renováveis: Energia Hidroelétrica**. esquema_central_hidroeletrica.png. 2011. Formato: png. Disponível em: <<http://sunriseparadise.webnode.com/energias-renovaveis/slb/energia-electrica>>. Acesso em: 20 maio 2015.

WILLMERDING, G.; HÄCKH, J.; RADOVCIC, Y. Fatigue Life Design for Wind Turbine Components Using WinLIFE. **NAFEMS WORLD CONGRESS**. Boston, nov. 2011.

XIANG, H. et al. Fatigue Analysis of the Rotor Shaft on a High Speed Traction Motor. **ADVANCED MATERIALS RESEARCH**. v. 482-484, p. 722-725, feb. 2012.

YANG, L. et al. Finite Element Simulation on Thermal Fatigue of a Turbine Blade with Thermal Barrier Coatings. **JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE & TECHNOLOGY**. v. 30, issue 4, p. 371-380, apr. 2014. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1005030213002685>>. Acesso em: 26 may 2015.